

BBBZ *kódex*



BBBZ-kódex

**Kézikönyv vízi-járművek tervezésével, építésével és üzemeltetésével
foglalkozó műszaki szakemberek részére**

**Összeállította: Komáromi József okl. járműgépész mérnök
az irodalomjegyzékben foglalt szakirodalom és rendeletek, valamint
utasítások alapján**

**3. könyv
Propulzió, tengelyrendszer, lakó- és üzemi terek, szabályzatok**

Megjelent elektronikus könyvként
(e-book)

©Komáromi József
Szerkesztette: Komáromi József
ISBN: 978-963-08-8667-3

4.3 Hajók propulziója

4.3.1 Alapfogalmak

A *propulzió* kifejezés latin eredetű, nemzetközileg elfogadott fogalom, amely egy jármű (leginkább vízi- vagy légi-jármű) meghajtására vonatkozik. Jelentése *energiaátalakítás* a meghajtó gépelem (pl. hajócsavar, légszár, turbina, lapátkerék, stb.) és a jármű mozgásának energiaellátására szolgáló energiaforrás között.

4.3.1.1 Propulziós energiaforrások

A hajók propulziós energiaforrásai két csoportba sorolhatóak.

Belső energiaforrások. Ezek a következők.

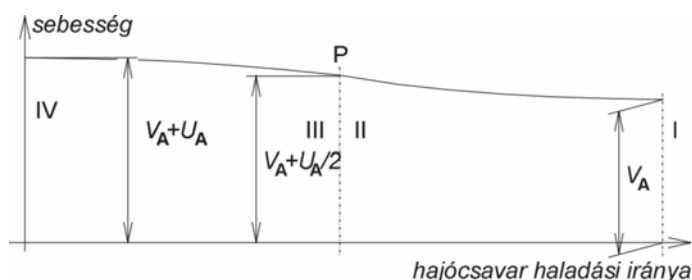
- a) *Felhajtóerő:* a vízben mozgó *propulziós eszközön* a meghajtás (forgatás) közben ébredő erőhatás, amelynek haladásiirányú összetevője tolóerőt ad a jármű mozgásához. Ilyen propulziós eszközök lehetnek:
 - szabadon forgó hajócsavar,
 - gyűrűben forgó hajócsavar,
 - Voith-Schneider propeller, stb.
- b) *Ellenálláserő:* a vízben mozgó propulziós eszköz mozgása közben keletkező erőhatás, amelynek haladásiirányú összetevője tolóerőt ad a jármű mozgásához. Ilyen propulziós eszközök:
 - oldalsó lapátkerék,
 - far-(lapát)kerék.
- c) *Reakcióerő:* a vízfelszín alatt vagy felett nagy sebességgel távozó anyagsugár (víz, gáz) reakcióereje, amelynek haladásiirányú összetevője tolóerőt ad a jármű mozgásához. Ilyen propulziós eszközök:
 - nagy teljesítményű szivattyúval előidézett vízszugár,
 - belsőégésű motor kipufogó gáza,
 - gőzturbinából kiáramló gőz, stb.
 - a járművön elhelyezett gépi hajtású légszár légsugara.
- d) *Kapaszkodóerő:* szilárd külső objektummal létesített folyamatos kapcsolat hozza létre, pl. zuhatagi szakaszon üzemelő láncos vontató vagy átkelő komp esetében.

Külső energiaforrások. Ilyenek az alábbiak.

- a) *Vontató- vagy tolóerő:* a járművön kívül fellépő erőhatás, amelynek forrása lehet:
 - a parton közlekedő vontatóeszköz (állat, ember, jármű),
 - másik vízi-jármű, pl. vontatóhajó, tolóhajó, mellécsatolt géphajó,
 - külső fix pont.
- b) *Szélerő:* a vitorla felületén fellépő szélnyomás hozza létre.

4.3.1.2 Nyíltvízi állapot

A propulziós eszköz (nevezzük a továbbiakban az egyszerűség kedvéért hajócsavarnak vagy csavarnak) vizsgálatánál tételezzük fel először azt, hogy a vízben egyedül, a hajótesttől függetlenül van elhelyezve és működése közben nem hat rá semmilyen külső tényező. A csavar működése közben a vízhez képest V_A sebességgel halad (vontatják, ahogy pl. modellkísérlet közben történik), a csavar előtt jelentős távolsággal, ahol a csavar hatása még nem érezhető, a víz sebessége a csavar síkjához képest V_A mértékű. A 4.3.1.2.1, 4.3.1.2.2 és 4.3.1.2.3 ábra rendre a hajócsavar síkjában illetve előtte és utána mérhető sebesség-, nyomás- és sugárkeresztmetszet értékeket ábrázolja.



4.3.1.2.1 ábra Axiális vízsebesség-értékek a hajócsavar tengelyvonalában

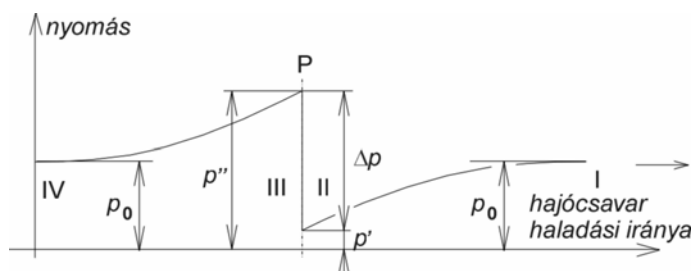
Az alkalmazott jelölések magyarázata:

V - a víz axiális sebessége a hajócsavar síkjához

képest [m/sec]

V_A - a csavar haladási sebessége (vontatási sebesség) [m/sec]

U_A - a vízszög axiális sebességének változása (a csavar síkja előtt és után mérhető értékek különbsége) [m/sec]



4.3.1.2.2 ábra Nyomás-értékek a hajócsavar tengelyvonalában

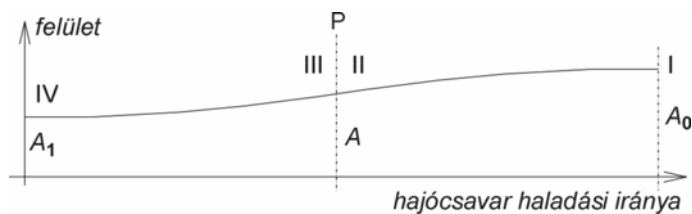
P - a hajócsavar síkja

I - a hajócsavar előtt

olyan távolságra levő, a csavar tengelyére merőleges sík, ahol a hajócsavar hatása még nem

érzékelhető

II - a hajócsavar előtt közvetlenül elhelyezkedő, a csavar tengelyére merőleges sík (szívóoldal vagy *hátoldal*)



4.3.1.2.3 ábra A hajócsavaron átáramló vízszög keresztmetszete

III - a hajócsavar mögött közvetlenül

elhelyezkedő, a csavar tengelyére merőleges sík (*toló-oldal*)

IV - a hajócsavar mögött olyan távolságra levő, a csavar tengelyére merőleges sík, ahol a hajócsavar hatása már nem érzékelhető

p - nyomás [dN/m²]

p_0 - az I és IV síkban a hajócsavar tengelyén mérhető nyomásérték [dN/m²]

p'	-	a II síkban a hajócsavar tengelyén mérhető nyomásérték [dN/m ²]
p''	-	a III síkban a hajócsavar tengelyén mérhető nyomásérték [dN/m ²]
Δp	-	a II és III síkban a hajócsavar tengelyén mérhető nyomásértékek különbsége (a hajócsavar által létrehozott fajlagos tolóerő) [dN/m ²]
A	-	annak a vízszögnek a keresztmetszete, amely a hajócsavar síkjában a hajócsavar felületén áramlik át [m ²]
A_0	-	a vízszög keresztmetszete az I síkban [m ²]
A_1	-	a vízszög keresztmetszete a IV síkban [m ²]

A nyomás- és sebességviszonyokra érvényes *Bernoulli egyenletek* a következők.

$$\begin{matrix} \text{I} & & \text{II} & & \text{III} & & \text{IV} \\ (\rho/2)V_A^2 + p_0 & = & (\rho/2)V^2 + p' & & (\rho/2)(V_A + U_A)^2 + p_0 & = & (\rho/2)V^2 + p'' \end{matrix}$$

$$\Delta p = p'' - p' = (\rho/2)[(V_A + U_A)^2 - V_A^2] = (\rho/2)(2V_A U_A + U_A^2)$$

A ρ mennyiség a folyadék sűrűségét jelenti (édesvíz esetén 1.000 kg/m³). Az U_A mennyiséget kiemelve a nyomásnövekedés a következő módon fejezhető ki.

$$\Delta p = (\rho/2)U_A(2V_A + U_A)$$

A *hajócsavar tolóereje* a nyomáskülönbség és a felület szorzata.

$$T = \Delta p A \quad [\text{N}]$$

A tolóerő az impulzuserővel egyenlő: $T = \rho A V U_A$, amelyből az első három tényező szorzata a tömeget jelenti. A két egyenlőség felhasználásával a következő egyenletet nyerjük.

$$\rho V U_A = (\rho/2)U_A(2V_A + U_A)$$

Egyszerűsítés után:

$$V = \frac{1}{2}(2V_A + U_A) = V_A + \frac{1}{2}U_A$$

amelyet szóban úgy fogalmazhatunk meg, hogy a sebesség változása a hajócsavar előtt és után fele-fele arányban történik.

4.3.1.3 Propulziós főgépek

A hajó propulziós eszközének meghajtásához szükséges energiát a *főgép* szolgáltatja. A gyakorlatban egy főgép rendszerint egy propulziós eszközt hajt meg, de vannak kivételek. Ilyenek a folyami gőzhajók, amelyek oldalsó lapátkerekeit közös tengelyre építették, a tengelyt egyetlen (1-, 2- vagy 3-hengeres) gőzgép hajtotta meg. A másik

közismert kivétel a dízel-elektromos rendszerre alapozott két lapátkerekes folyami vontató volt, amelyet a 20. század első harmadában építettek a Ganz Hajógyárban ("Baross" és "Széchenyi"). Ezeknél három dízel-generátor fejlesztette az elektromos áramot, amely a lassú-járású propulziós elektromotort látta el energiával. Az elektromotor a lapátkerekek tengelyére volt építve, és azt közvetlenül hajtotta meg. Ez a rendszer szinte egyedülálló volt a folyami vontatókon, de elfogadott volt a két világháború között épült tengeralattjárók propulziós rendszerében. Az óceánjáró személyszállító hajóknál alkalmazzák azt a megoldást, hogy több gőzturbina hajt meg közösen egy propulziós tengelyt. A hajóépítés gyakorlata azonban általában az egy főgép, egy propulziós eszköz elvet követi.

4.3.1.4 Energia-átalakulás

A *propulziós energia* a főgéptől a propulziós eszközön át a hajó haladásáig a következő átalakulásokon megy át:

erőgép → propulziós eszköz → közeg (édes- vagy tengervíz) → hajótest
mechanikai energia → mechanikai energia → folyadékenergia → tolóerő

Az átalakulás mindig valamilyen hatásfokon történik, jelen esetben a hatásfokot *ideális propulziós hatásfoknak* nevezzük, és a következő formulával fejezzük ki.

$$\eta_{0i} = T_{VA}/T_V = V_A/(V_A + (U_A/2))$$

A formulában szereplő mennyiségeket az előzőekből már ismerjük. Ami azonban újnak tűnhet, az, hogy a hajócsavar teljesítménye (a tolóerő, amelyet elvárunk, hogy létrehozza a hajó haladását) csak a propulzió hatásfokának kárára növelhető.

Amennyiben a csavar jelentős növekedést idéz elő a vízszög axiális sebességében (nagy az U_A értéke), a hatásfok értéke csökken, mivel az U_A a nevezőben van. Mikor lehetne az U_A kicsi? Akkor, ha nagy átmérőjű csavarral építjük a hajót, abban az esetben ugyanis kis nyomáskülönbség illetve sebességnövelés is jelentős tolóerőt hoz létre. Minél kisebb a csavar mérete, annál kisebb a sugár keresztmetszete, tehát annál nagyobb mértékben kell a vízszög sebességét növelni a kívánt tolóerő eléréséhez. Ekkor viszont csökken a hatásfok.

Példa

Egy dunai dízelmotoros önjáró hajó egyetlen hajócsavarja kb. 50.000 N tolóerőt hoz létre menetben. A hajó haladási sebessége kb. 2,5 m/s. A csavar átmérője 1,6 m, a csavarkör felülete így kb. 2 m². A közeg édesvíz, fajsúlya γ (gamma) = 1000 dN/m³.

$$T = 50.000 \text{ N} \cong 5.000 \text{ dN}$$

$$V_A \cong 2,5 \text{ m/s}$$

$$D = 1,6 \text{ m} \rightarrow A \cong 2,0 \text{ m}^2$$

$$\text{vízsűrűség } \rho = 1.000 \text{ dN/m}^3$$

A fenti egyenletekből az U_A értéke a következő közelítéssel fejezhető ki.

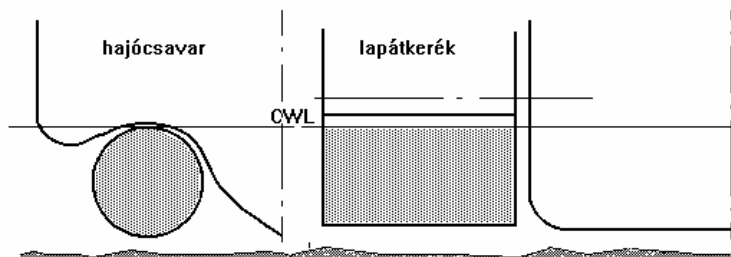
$$U_A \cong (2g(\Delta p/\gamma))^{1/2} = (2g(5.000/(2 \times 1.000)))^{1/2} \cong 7 \text{ m/s}$$

A propulzió hatásfoka:

$$\eta_{0i} = V_A/(V_A + (U_A/2)) = 2,5/(2,5 + 3,5) = 2,5/6 = 0,416$$

A formula azt a korábbi megállapítást igazolja, hogy a jó hatásfokhoz kis U_A és nagy A mennyiség szükséges.

Az alábbi ábra a kétcsavaros és a lapátkerékes dunai hajó esetében megvalósítható felületviszonyokat mutatja.



4.3.1.4.1 ábra Hajócsavar és lapátkerék felületének összehasonlítása

A propulziós hatásfok képletét átalakíthatjuk használhatóbb alakba, ha szorzással eltüntetjük a

nevező nevezőjéből a 2-t, helyette osztással a V_A mennyiség kerül a helyébe.

$$\eta_{0i} = 2/(2 + (U_A/V_A))$$

A tolóerő mennyisége elvonatkoztatható a konkrét méretektől, amennyiben megalkotjuk a C_T *tolóerő-tényezőt*, vagy más néven *terhelési tényezőt*.

$$C_{Ti} = T/((\rho/2)V_A^2 A) = 2(U_A/V_A) + (U_A/V_A)^2$$

A C_{Ti} növelése esetén a hatásfok csökken.

Az η_{0i} hatásfok függ a T tolóerő, az F csavarfelület és a V_A haladási (vontatási) sebesség nagyságától.

Egy kis további egyszerűsítéssel a propulziós hatásfok a következő képlet szerint alakul.

$$\eta_{0i} = 2/(1 - (C_{Ti} + 1)^{1/2})$$

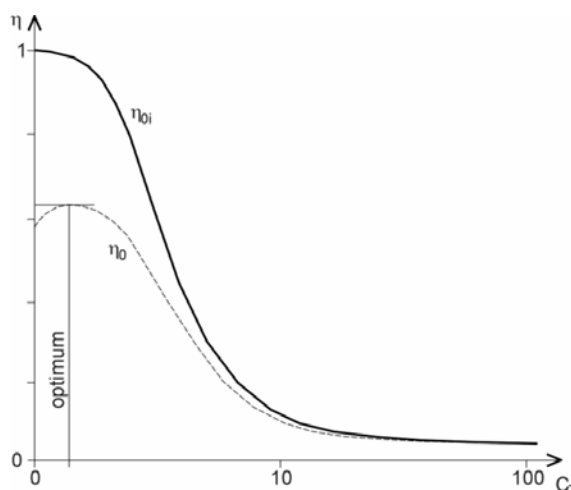
A teljes propulziós energialánc hatásfoka azonban ennél kisebb, és a következő képlettel írható fel.

$$\eta_0 = TV_A/(Q\omega)$$

ahol T a V_A sebességnél a hajócsavaron mérhető tolóerő, Q pedig a hajócsavar tengelyén a csavar hajtásához ω szögsebességnél szükséges nyomaték.

Az energiaátalakulás során η_B mutatja az átalakulás hatásfokát a TV_A hasznos teljesítmény és $Q\omega$ felvett teljesítmény között. A TV_A hasznos teljesítmény és a csavaron átfolyó víz teljesítménye közötti viszonyt az η_0 jelzi.

Az alábbiakban tekintsük meg az említett két hatásfok és a terhelési tényező összefüggését ábrázoló diagramot.



4.3.1.4.2 ábra A propulziós hatásfok és a valóságos hatásfok változása a terhelési tényező függvényében

A propulziós hatásfok a terhelési tényező csökkenésével aszimptotikusan közelíti az ideális 1-es értéket. A C_{Ti} növelésével csak azt érhetjük el, hogy aszimptotikusan a 0 értékhez közelít.

A propulziós energiafolyam valóságos hatásfokának nincs felső ideális értéke, mivel a teljes folyamat egyrészt a propulziós energia-átalakulásból,

másrészt a propulziós eszköznek, mint szivattyúnak a működéséből tevődik össze. Az η_0 valóságos hatásfok tehát a propulziós hatásfoknak és a propulziós eszköz *szivattyú-hatásfokának* a szorzata. A szivattyú hatásfoka a szivattyú (hajócsavar) méretének optimális megválasztása esetén maximális értéket vehet fel, ettől azonban bármelyik irányban eltérve a szivattyú hatásfoka csökken, és ezzel a szorzat is csökken.

Találhatnánk tehát olyan C_{Ti} értéket, amelynél az η_0 maximális értékű (bár valóságos viszonyok között ez az üzemállapot ritkán érhető el). Ezt a kapcsolatot követhetjük nyomon a következő levezetéssel.

$$\eta_0 = \eta_{oi} \cdot \eta_{JP} \text{ ahol a második tényező a szivattyú-hatásfokot jelenti.}$$

A szivattyú-hatásfokot a következőképpen határozhatjuk meg.

$$\eta_{JP} = ((\rho/2)((V_A+U_A)-V_A^2))/(Q\omega) = ((\rho/2)(2V_A+U_A)U_A)/(Q\omega)$$

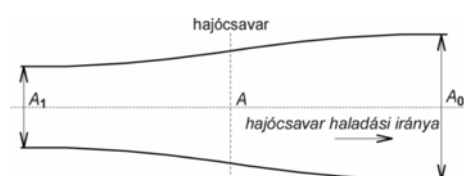
$$\eta_0 = (V_A/(V_A+U_A/2))(((\rho/2)(2V_A+U_A)U_A)/(Q\omega))$$

ahol az első tényező, $V_A/(V_A+U_A/2)$ az η_{oi} ideális propulziós hatásfok, a második $((\rho/2)(2V_A+U_A)U_A)/(Q\omega)$ pedig azt mutatja, hogy szivattyúként milyen (általában 90-95%) hatásfokkal működik a hajócsavar.

A hajócsavaron átfolyó vízszög keresztmetszet-változásának szemléltetésére szolgál a *kontrakciós tényező*, jele κ (kappa). A vízszög változása és az azt leíró összefüggés a 4.3.1.5.1 ábrából látható.

4.3.1.5 A hajótest hatása a hajócsavar működésére

Az eddigiekben feltételeztük, hogy a hajócsavar minden külső zavaró hatástól mentesen a szabad vízben működik. Ez azonban ideális állapot, a valóságban a hajócsavar a hajótest alatt és mögött van elhelyezve, a lapátkerék pedig dunai viszonyok között a hajótest oldalánál merül a vízbe, ami azt jelenti, hogy az eddigi megállapításokat ki kell egészítenünk a hajótest hatásával. Ehhez nézzük meg a hajótest áramlási viszonyait, elsősorban a hajócsavar helyén, de most azt tételezzük fel, hogy nincs ott a hajócsavar. Ennek az az előnye, hogy figyelmen kívül hagyhatjuk a csavar működésének zavaró hatásait, tehát a kapott összefüggések viszonylag egyszerűbbek lehetnek. A hajótest és a hajócsavar kölcsönhatását később vizsgáljuk meg.



4.3.1.5.1 ábra A csavaron átáramló víz sugar keresztmetszetének változása

A kontrakciós tényező számításának módja:

$$\kappa = A_1/A = (V_A + U_A/2)/(V_A + U_A) = (1 + (C_{Ti} + 1)^{1/2})/(2(C_{Ti} + 1)^{1/2})$$

A nyíltvízi és a hajótest mögötti állapot jellemzőinek eltérése három alapvető hatásra vezethető vissza:

- sodor,
- tolóerő csökkenése,
- forgás.

Sodorhatás

Vegyünk egy szokásos hajótestet, amely mögött két hajócsavar van felszerelve, de a csavarok nem működnek (mivel jelen esetben csak a csavarok helyén uralkodó áramlási viszonyokkal foglalkozunk). A hajótest kialakítása (vonalarajza) és a hajó merülése határozza meg, hova és milyen hajócsavarok kerülhetnek. A hajót V_S sebességgel vontatjuk. A hajócsavarok helyén mérhető vízsebesség haladásiirányú összetevője V_A . A hajócsavar helyén mérhető hosszirányú vízsebesség több ok miatt kisebb, mint a hajó haladási sebessége.

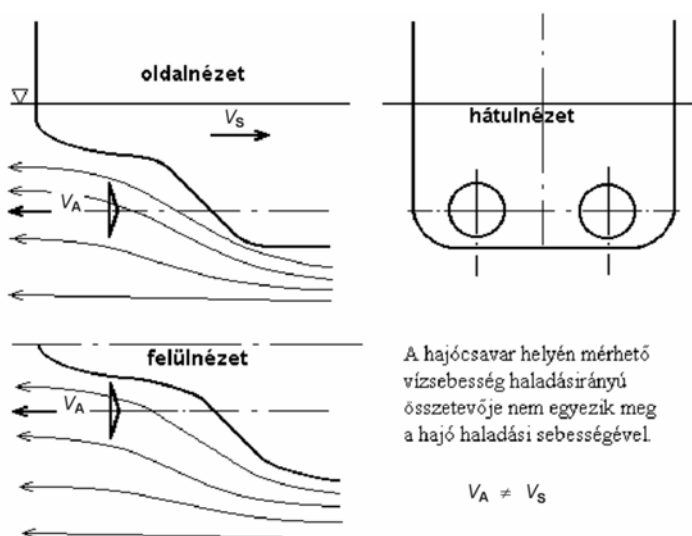
$$V_A < V_S$$

Ez a jelenség a sodorhatás, amellyel számszerűen az okok vizsgálata után foglalkozunk. A sodorhatás alapvetően három okra vezethető vissza.

1. Potenciális, vagyis helyzeti ok.

A hajócsavar a hajótest mögött olyan helyen van felszerelve, amelyet a hajótest körül kialakuló áramlás áramvonalai kikerülnek, és holt zóna keletkezik.

A következő ábra a hajótest körül a hajócsavarok helyének környezetében kialakuló áramlást mutatja áramvonalak segítségével.



4.3.1.5.2 ábra Vontatott hajótest körül a hajócsavar helyén kialakuló áramlás

Ebben a holt zónában a hajótest magával sodorja a közeget, ezért ezt a jelenséget hajósodornak is nevezzük. A sodor mértékét befolyásoló tényezők:

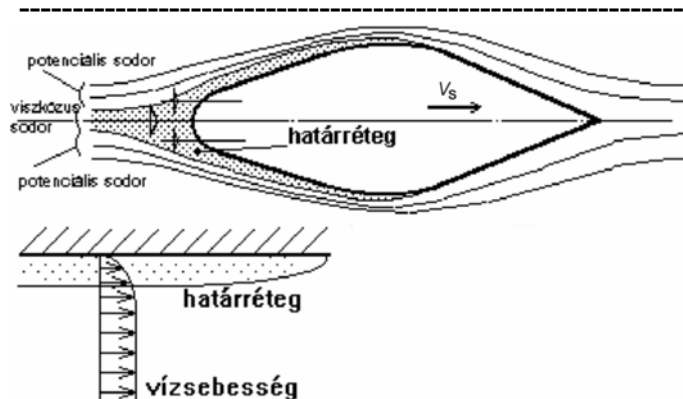
- a) *hossz-szélesség viszony* (L/B); minél nagyobb a hajótest szélessége azonos hossz mellett, annál nagyobb a sodor mértéke,
- b) *hasábos teltség*, $\nabla/(L \times B \times T)$; a nagyobb teltségű hajótest mögött erősebb sodor alakul ki,
- c) *szélesség-merülés viszony* (B/T); a viszonyszám nagyobb értéke esetén a sodor mértéke kisebb,
- d) a hajócsavar beépítési pozíciója, mint
 - kétesavaros konstrukció, a két csavart egymástól minél távolabb kell elhelyezni, ez azt jelenti, hogy a hajó szélétől kisebb távolságra mérhető sodorhatás kisebb, mint a hajó középvezonájában,
 - egysavaros hajónál a sodor általában magasabb, mint kétesavarosnál,
 - folyami hajóknál a teljesítmény és a korlátozott merülés két egymásnak ellentmondó kényszerítő körülmény, ezért a csavart a hajótestben kiképzett alagútban kell elhelyezni, nem ritkán a csavarkör felső része álló helyzetben a vízfelszín felett van; a csavar működése közben megtölti az alagutat vízzel, de ez a konstrukció erős sodorhatással kénytelen számolni.

A potenciális sebességcsökkentő hatás úgy foglalkozható össze, hogy minél nagyobb a hajótest hatása, vagyis minél jobban el van rejtve a hajócsavar a szabad vízáramlás elől, annál inkább érvényes, hogy

$$V_A < V_S$$

2. Folyadéksúrlódási (viszkózitási) ok

A hajótest mellett áramló közeg valóságos folyadék, amelynek *viszkózitása* van. Az áramlás felület mentén történik, tehát határréteg alakul ki, amelyet a következő ábra mutat.



4.3.1.5.3 ábra A hajótest mellett áramló víz sebessége határrétegen belül és kívül

A határréteg kialakulásának lehetősége csökken a vízkiszorítás-hossz viszony (D/L) növekedésével, vagyis nagyobb hajóknál ez a tényező kevésbé jelentős.

A folyadéksúrlódás hatása

azonban mindenképpen hozzájárul ahhoz, hogy

$$V_A < V_S$$

A viszkózus sodor jelensége a teljes sodorhatás 80-90%-át is kiteheti.

Kétszaváros hajóknál csak a potenciális sodor jelentős, így a folyadéksúrlódás hatása sokkal kisebb.

3. Hullámképzés (farhullám) hatása

A hajótest haladása közben a hajó hosszától, a haladás sebességétől és a vízi-út mederszorzóitól (főleg folyami hajók esetében) függő hullámkép alakul ki, amelynek keltője maga a hajótest. A hullámot olyan körmozgás szemlélteti, ahol a hullámhegy a kör felső pontjának felel meg, itt a víz sebessége a hajó mozgásával megegyező irányú, a hullámvölgy a kör alsó pontja, a víz sebessége ellentétes. Ennek hajócsavarra gyakorolt hatása a sodor néhány százalékos növekedésében jelentkezik. Vagyis azt eredményezi, hogy

$$V_A < V_S$$

A fenti három hatás eredményeként kellett megalkotni a *sodortényező* (w , az angol *wake* szóból) fogalmát, amely a sodorsebesség és a hajósebesség viszonyát jelenti, és a következő képlettel fejezhető ki.

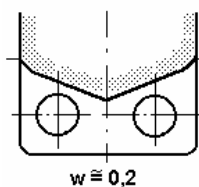
$$w = (V_S - V_A) / V_S = 1 - (V_A / V_S)$$

A sodor fogalmának megértéséhez szükséges, hogy különbséget tegyünk a következő két mennyiség között:

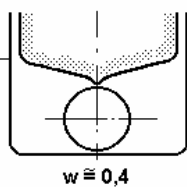
- *névleges sodor*: a hajócsavar helyén mérhető adatokból számítjuk a hajócsavar álló helyzetében (vagy a hajócsavar nincs felszerelve),
- *valóságos sodor*: a hajócsavar helyén mérhető adatokból számítjuk a hajócsavar működő állapotában.

A hajócsavar tervezése során a sodortényezőt közelíteni kell tapasztalati értékek szerint, erre normál hajótestek esetén a következő értékek állnak rendelkezésre.

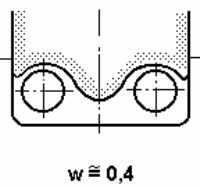
Kétszaváros
hajó



Egyszaváros
hajó



Alagútban
levő csavar



4.3.1.5.4 ábra Különböző
hajótestek megközelítő
sodortényező értékei

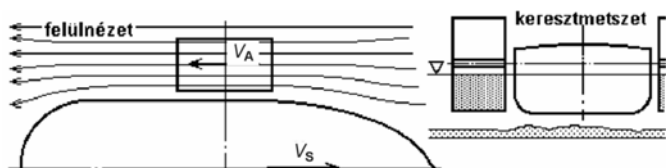
A sodortényező pontos értéke
csak méréssel határozható meg.

Egyedi hajó gyártása előtt a hajó modelljével modellkísérletet lehet végezni, amelynek keretében mérik a hajótest ellenállását eltérő sebesség- és terhelési állapotokban, és mérik a hajócsavar kör felületén a vontatási sebességhez viszonyított axiális sebesség eloszlását. Sorozathajó esetén a helyzet kedvezőbb, mivel a természetes nagyságú hajó vontatása is elvégezhető, és a prototípus hajó propulziójának mért adatai alapján a többi hajó propulziója a körülmények szerinti optimális paraméterekre módosítható.

A csavarkör felületén mérhető sodoreloszlás (egyes esetekben a sodortényező azonos értékű pontjainak összekötésével kapott görbékkel, más méréseknél a sodortényező kiegészítő értékének értékeivel dolgoznak) fontos képet ad a csavar beépítésének környezetéről. A sodortényező átlagértéke a $0,7R$ sugáron mérhető értékekből adódik.

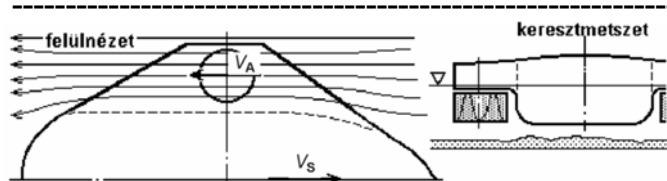
A következő táblázat más oldalról elindulva részben tapasztalati képleteket, részben a modellkísérletek eredményeit felhasználva ad hasznos, és valamivel pontosabb kiindulási adatokat.

Számítási szempont	Kiválasztási kritérium	Sodortényező értéke
Taylor képlete	egyszaváros hajó	$0,5 \cdot C_B - 0,05$
Taylor képlete	kétszaváros hajó	$0,55 \cdot C_B - 0,20$
Normál teherhajó	hasábos teltség = $0,70$	$0,30$
Nagy ömlesztett-áru szállító	hasábos teltség = $0,80 \div 0,85$	$0,40 \div 0,50$
Konténerszállító hajó	hasábos teltség = $0,60 \div 0,65$	$0,25$
Kétszaváros személyhajó/komp	hasábos teltség = $0,50$	$0,10 \div 0,15$
Nagysebességű hadihajó	normál sebességnél	$0,05$
Nagysebességű hadihajó	teljes sebességnél	$-0,05$



4.3.1.5.5 ábra Lapátkerekes
hajótest mellett kialakuló
áramlás

Vannak olyan propulziós eszközök, amelyeknél az eddig ismertetett összefüggések nem érvényesek, vagy eltérően érvényesek. Ezek között van a legrégebben alkalmazott propulziós eszköz, a *lapátkerek*, de ide tartozik az egyik legkorszerűbb eszköz is, a *Voith-Schneider propeller*. Ezeket az eszközöket később jobban megismerjük, de az általános elvekről a két ábra képet ad.



4.3.1.5.6 ábra Voith-Schneider propelleres hajótest mellett kialakuló áramlás

A hajófar mögött elhelyezett propulziós eszköznél megvizsgált három tényező, amely a sodor jelenségének kialakulásához vezet, illetve annak értékét növeli, az oldalt elhelyezett propulziós eszközök esetében a következőképpen alakul.

1. Potenciális, vagyis helyzeti ok.

A felülnézetben jól megfigyelhető áramvonal sűrűsödés azt jelzi, hogy a hajótest mellett, ahol a lapátkerék illetve Voith-Schneider propeller működik, a vízsebesség nagyobb, mint a hajó haladási sebessége, azaz

$$V_A > V_S$$

Ehhez hozzájárul még, hogy a hajótest kialakítása nem követeli meg a hajófenék alatti vízáramlást, mint a far alatt, esetleg alagútban elhelyezett hajócsavarnál, hanem a közeg a hajótest mellett képes elfolyni, aminek eredményeként sekély vízben még erősebb a víz felgyorsulása a hajótest oldalánál.

2. Folyadéksúrlódási ok

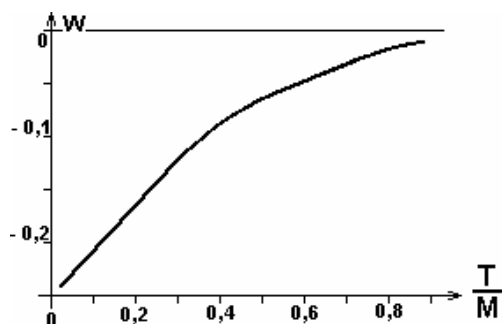
A hajótest mellett áramló vízben a sebesség megnövekedése miatt kisebb a határréteg hatása, ezért lapátkerék és más oldalt elhelyezett propulziós eszköz esetében ez a tényező elhanyagolható.

3. Hullámhatás

A hajótestek alakja oldalt elhelyezett propulziós eszköznél meglehetősen kevésbé különbözik, ezért ebből a szempontból valamennyi azonosnak vehető.

A sodortényező értéke ezúttal negatív szám lesz, amely az alábbi képlettel számítható, és a merülés-vízmélység hányados (T/M) függvényében a 4.3.1.5.7 ábra szerint változik.

$$w = (V_S - V_A)/V_S$$

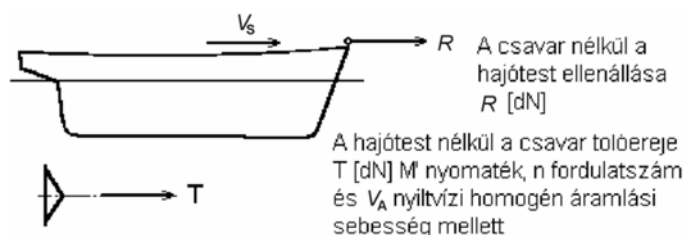


4.3.1.5.7 ábra Oldalsó propulziós eszköz sodortényezőjének változása

Tolóerő-csökkenés

A hajók propulziós eszközének feladata az, hogy a hajótestet a közegben az előírt sebességgel mozgásban tartsa, ami más szavakkal azt jelenti, hogy akkora tolóerőt kell létrehoznia a meghajtó propulziós

erőgép (gőzgép, dízelmotor, gőzturbina) energiájának hasznosításával, amely a hajótest adott sebességnél fellépő ellenállásának felel meg dinamikus egyensúlyi állapotban.



4.3.1.5.8 ábra A hajótest ellenállása és a csavar tolóereje elméletben

A hajótest ellenállása és a propeller tolóereje az ábra szerinti kapcsolatban van.

Amennyiben a valóságos helyzetet tekintjük, mind a hajótest ellenállására, mind a csavar tolóerejére eltérő értékeket kapunk. A hajótest ellenállása a csavar működése közben R' , ahol

$R' > R$, és ennek okai a következők.

1. Súrlódási ok

A hajócsavar helyén a csavar nélkül mérhető V_A sebesség helyett a csavar működésének hatására nagyobb vízsebesség jön létre, amelynek eredménye az, hogy (a sodortényező által meghatározott mértékben) megnő a hajótest körüli vízáramlás sebessége is. A hajótest ellenállása ennek a sebességnövekedésnek a következtében nagyobb, mintha a haladást vontatással biztosítanánk.

2. Hullámhatás

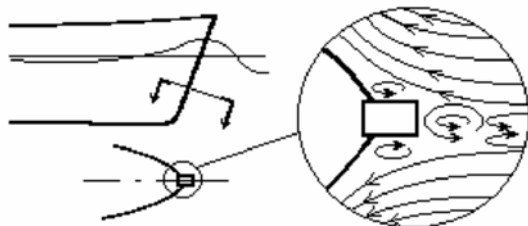
A hullámhatás egyrészt a hajótest befolyásának eredménye, amely az orrtőke előtti torló-hatásból, a hajótest teltségének hullámkeltő hatásából és a hajótest mellett kialakuló teljes hullámképből áll (az utóbbinak része az is, hogy a hajótest farhulláma és a hajócsavar által keltett hullám nincs fázisban), másrészt a propeller működésének köszönhető, ami a hajó mozgatásához szükséges energia növekedését eredményezi. Végeredményként tehát ismét

$$R' > R$$

A csavar tolóereje a hajótest mögött működés közben T' , ahol $T' < T$, és ennek oka az, hogy a hajócsavar a beépítési helyen nem kap homogén áramlást. A csavarkör területén a sodortényező helyi értéke bizonyos eloszlás szerint változik, az a sodortényező, amellyel a hajócsavar méretezését végezzük, átlagérték. A csavar szárnyai egy körülfordulás alatt a legkisebb és legnagyobb helyi értéket is érzékelik, emiatt az átlagos sodortényezőre kiszámított geometriai jellemzővel bíró propulziós eszköz az optimálisnál rosszabb viszonyok között dolgozik.

Lássuk mindezt a következő ábrán.

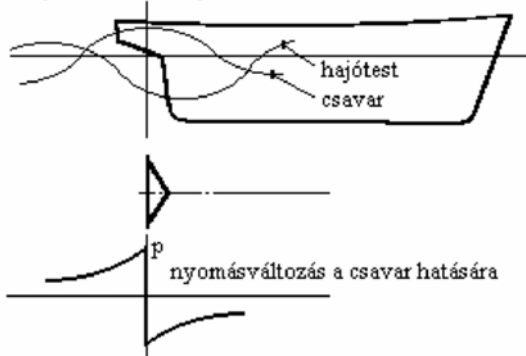
Az orrtőke által létrehozott torlónyomás hatása (kis hullámhegy)



A hajótest teltsége miatt létrejövő nagy hullám völgy (szívás)



A hajócsavar és a hajótest fara által keltett hullámok



szívási (tolóerő csökkentési) tényezőt értelmezzük, amely

$$t = (T-R)/T = 1-R/T$$

A szívási tényező becsült értékei a leggyakoribb esetekben:

- egysaváros tengeri hajónál vagy alagútban működő folyami hajóknál kb. 0,65,
- kétsaváros hajóknál a t szívási tényező értéke nagyjából megegyezik a w sodortényezőével,
- a hajótest mellett elhelyezett propulziós eszköznél a szívási tényező a merülés és a vízmélység függvénye.

Kicsit pontosabb kiindulást biztosít az alábbi táblázat használata.

Számítási szempont	Kiválasztási kritérium	Szívási tényező értéke
Taylor képlete	egysaváros hajónál	$0,6w$
Taylor képlete	kétsaváros hajónál	w
Általában két csavarnál	külső tönkcső-védőnél	$0,25w + 0,14$
Általában két csavarnál	tengelybakok esetén	$0,7w + 0,06$
Modern egysaváros hajónál		$0,3C_B$

4.3.1.5.9 ábra A hajótest ellenállásának megnövekedését okozó hullámhatás

Az állandó V_s sebességgel haladó hajónál tehát az alábbi ellenállás és tolóerő értékeket értelmezhetjük.

R' a működő hajócsavarnál

mérhető hajótest-ellenállás

T' a hajótest mögött működő hajócsavar tolóereje

R a hajócsavar nélküli hajótest ellenállása

T a hajócsavar hajótest nélkül mérhető (nyíltvízi) tolóereje

Ezek között a következő összefüggés érvényes.

$$R < R' = T' < T \text{ azaz } R \ll T$$

A gyakorlatban nem használatos az R' és a T' mennyisége, helyett a

Forgási tényező

A hajócsavar nyíltvízi és hajótest mögötti T tolóerejének eltérése végső soron azt eredményezi, hogy a hajócsavar hajtásához szükséges Q nyomaték és P teljesítmény azonos V_A sebesség és n fordulatszám mellett eltérő lesz.

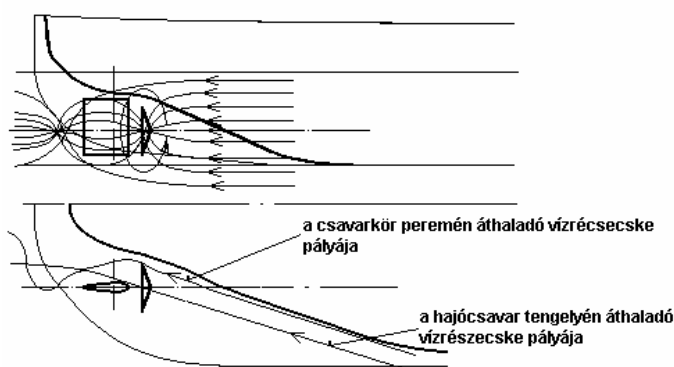
Hajócsavar nyíltvízi állapotban: $T \rightarrow Q' (n, V_A)$

hajótest mögött: $T' \rightarrow Q (n, V_A)$

A két nyomaték nem egyenlő, $Q \neq Q'$. Ennek forrása az a jelenség, hogy

- a hajócsavar a rajta átáramló víz sugarat nem csupán felgyorsítja, hanem meg is forgatja, olyan energiát ad át neki, amelyre nincs szükség, ez pedig veszteséget okoz, amely kisebb nyíltvízi állapotban,
- a víz sugar forgását a hajótest melletti áramlás is növeli, a forgás ellen ható tényező, ha a csavar mögött kormánylapát van elhelyezve.

A következő ábra ezt a jelenséget szemlélteti.



4.3.1.5.10 ábra A hajócsavar környezetében kialakuló áramlási kép

A különböző hajótestek esetében az áramlási képet meghatározó környezet (fartőke vagy tönkcső-kilépés, tengelybakok, kormánylapát) nagyon eltérő lehet a konstrukciós követelmények miatt.

A nyíltvízi és az üzemi

(valóságos) állapotban mérhető Q' és Q nyomaték kapcsolatát a *forgási tényező* vagy *forgási hatásfok* fejezi ki.

$$Q \neq Q'$$

$$\eta_R = Q'/Q$$

A forgási tényező értékét a hajócsavar méretezésénél tapasztalat alapján választjuk ki. Négy alapeset fordul elő:

- egycsavaros hajó hagyományos fartőkével, a hajócsavar mögött kormánylapát, $\eta_R = 1,03 \div 1,08$ (az érték a fartőke és a kormánylapát méretével nő),
- egy- vagy kétszavaros hajó fartőke nélkül, a hajócsavar mögött kormánylapát, $\eta_R = 0,99 \div 1,03$,
- kétszavaros hajó, a hajócsavar mögött nincs kormánylapát, $\eta_R = 0,96 \div 0,99$,
- egyéb propulziós eszközknél $\eta_R \cong 1$.

4.3.1.6 A propulziós hajtáslánc teljesítmény-értékei

A hajók propulziójának ismeretéhez szükséges alapfogalmak körét a főgéptől a propulziós eszközözig történő *energia-átalakulási folyamat* teszi teljessé.

A 4.3.1.6.1 ábra ezt a folyamatot szemlélteti.

Az ábrán szereplő mennyiségek definíciója:

R_T - a hajó mért ellenállása hajócsavar nélkül V_S sebességnél

V_S - a hajó sebessége

V_A - a víz tengelyirányú sebessége a hajócsavar helyén

T - a hajócsavar nyíltvízi tolóereje

Q, n - a hajócsavar hajtásához szükséges nyomaték és a hozzátartozó fordulatszám

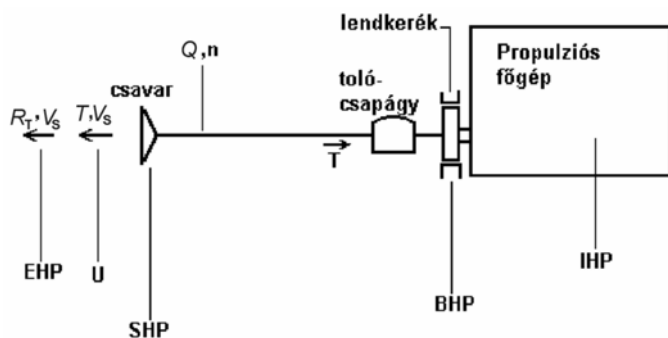
EHP - a hajó mozgatásához szükséges effektív teljesítmény (effective horse power)

U - a hajócsavar nyíltvízi teljesítménye

SHP - a hajócsavarra átadott alkalmazott teljesítmény (shaft horse power)

BHP - a propulziós főgép (motor) lendkerékén mérhető teljesítmény (brake horse power)

IHP - a propulziós főgép (motor) indikált teljesítménye



4.3.1.6.1 ábra A propulziós energia-átalakulás teljes folyamata

A teljesítmény különböző pontokon mérhető értékei között a következő összefüggések írhatók fel az egyes részfolyamatok hatásfokaként:

- a propulziós főgép

mechanikai hatásfoka

$$\eta_M = BHP/IHP$$

- a tengelyrendszer (toló-csapágy, tartócsapágyak, tönkcső) hatásfoka

$$\eta_M \cong 1 \quad BHP \cong SHP$$

- a propulzió teljes hatásfoka

$$\xi = EHP/SHP = R_T V_S / Q \omega$$

Az összhatásfok fenti alakjának átalakításával, vagyis a képlet kibővítésével és átrendezésével, illetve annak figyelembe vételével, hogy

$$w = 1 - V_A/V_S, \text{ ebből } V_S/V_A = 1/(1-w), \text{ illetve}$$

$$t = 1 - R_T/T, \text{ ebből } R_T/T = 1 - t$$

az alábbi eredményre jutunk:

$$\begin{aligned} \xi &= (R_T V_S / Q \omega) (Q'/Q') (V_A/V_A) (T/T) = (T V_A / Q' \omega) (V_S/V_A) (R_T/T) (Q'/Q) = \\ &= (T V_A / Q' \omega) ((1-t)/(1-w)) (Q'/Q) = \eta_0 \eta_H \eta_R \end{aligned}$$

ahol a már ismert fogalmak

η_0 - a propulziós hatásfok,

η_H - a *testtényező*, amely szívási tényezőt és a sodortényezőt tartalmazza,
 η_R - forgási tényező.

Az összhatásfokot kicsit eltérő formában is felírhatjuk az alábbi módon.

$$\xi = \eta_{0i} \eta_S \eta_H \eta_R$$

A szorzat első két tényezője az ideális propulziós hatásfokot és a tengelyrendszer hatásfokát jelenti, ezek szorzata a propeller nyílvízi hatásfoka.

Az összhatásfokot másképpen *propulziós tényezőnek* nevezzük.

Az ebben a fejezetben összefoglalt alapfogalmak ismerete rendkívül fontos ahhoz, hogy a hajócsavarok tervezését jól elvégezhessük.

4.3.2 Hajócsavar

A *hajócsavar* olyan propulziós eszköz, amely a hajó hossz tengelyével párhuzamos vagy közel párhuzamos *hajócsavar tengelyre* szerelve a hajó farrésze mögött, teljesen a víz alatt kerül beépítésre, működtetése a tengely forgatásával történik a hajótestben vagy a fedélzeten elhelyezett *propulziós főgépről*; a hajótest mozgatásához szükséges *tolóerőt* olyan módon hozza létre, hogy az aszimmetrikus profilúra kialakított *csavarszárnyak* (kettő, három, négy, öt vagy hat szárny) mindegyikén *felhajtóerő* ébred, amelyek eredője tengelyirányú és előremenetben a hajóorr felé mutató értelmű.

Működése szempontjából a hajócsavar axiális vízturbina, munkagép üzemmódban működtetve. Az előző fejezetben ismertetett különleges feltételek azonban szükségessé tették, hogy a többi hasonló vízgéptől elkülönítve, a hajócsavar tudománya külön szakterületként jelenjék meg.

4.3.2.1 Történeti áttekintés

Kezdeti törekvések

Hasonló jellegű gépelemekkel már évszázadok vagy inkább évezredek óta termeltek energiát, vagyis azokat turbina üzemmódban alkalmazták. A legismertebb ezek között a szélkerék, amelynek egyik képviselője a gabonaörlésre használt szélmalom.

A *spirális* forma megalkotása a gyakorlatban Püthagorász tanítványának, Architásznak a nevéhez fűződik, aki egy henger külső felületére ferde síklapokat szerelt kb. i.e. 400-ban.

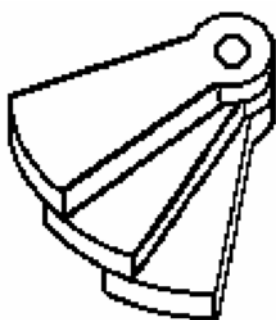
Elméleti alapot Archimédész adott a spirálisnak, amely azóta az ő nevééről ismert, ő egyébként a gyakorlatban is alkalmazta a spirált vízkiemelésnél.

Az ősi egyiptomiak még korábban szivattyút hajtottak meg szélkerékkel, a régi rómaiaknál pedig turbinát működtettek füstgázzal.

A régi konstrukciók két eltérő megoldásból indultak ki. Ezek egyike az *archimédészi spirális* volt, a másik az elemekből összeállított lapátszerkezet.

Robert Hooke (1635-1703) szélkerékkel próbálkozott hajóhajtásnál 1680-ban.

Leupold 1724-ben archimédészi csavarral kísérletezett, de az elméleti profiltól meglehetősen eltért, mivel elemekből állította össze az eszközt.



4.3.2.1.1 ábra Elemekből összeépített spirális

David Bernoulli 1752-ben olyan szerkezetet készített, amely központi abroncsra szerelt lapátokkal dolgozott. A lapátok szögét (emelkedés) 60° körülire választotta.

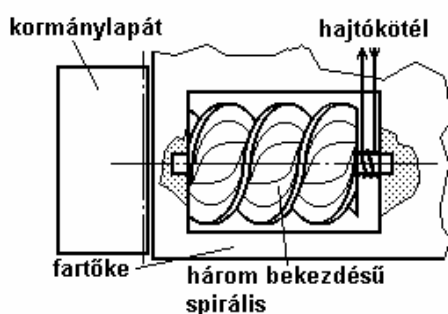
James Watt, aki a gőzgép továbbfejlesztett változatát találta fel és alkalmazta is 1774-től, 1770-ben javasolta hajócsavar alkalmazását propulziós eszközként, de akkor még nem ajánlotta a gőzgép hajón való használatát.

1783-ban Claude de Jouffroy d'Abbans márki a Saone folyón oldalsó lapátkereket szerelt *Pyroscaphe* nevű 45-méteres, 160-tonnás hajójára és sikeres próbautat hajtott végre. Az energiát gőz adta.

Robert *Fulton*ról ismeretes, hogy ő építette az első gőzhajót, amelynél oldalsó *lapátkerekeket* használt. Azt azonban kevesen tudják, hogy majdnem 30 évvel korábban végzett kísérleteket egy négyszárnyú hajócsavarral, 1794-ben.

Ez a kettős formai tendencia mindaddig uralkodó volt, amíg az első sikeres hajócsavarok meg nem jelentek, ami az 1820-as években történt, és az út odáig sok akadályt rejtett.

1794-ben *Lyttleton* a következő ábrán látható szerkezetet hozta létre.



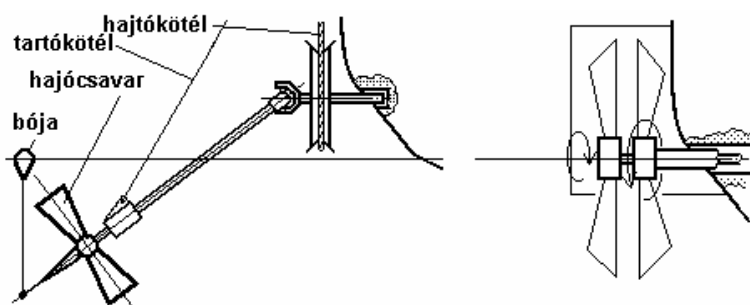
4.3.2.1.2 ábra Lyttleton hajócsavarja

További próbálkozás volt 1800-ban szélkerékkel, amely *Edward Shorter* nevéhez fűződik. A fartőkében megcsapágyazott tengely másik vége kardáncsuklóval csatlakozott a szélkereket hordozó csavartengelyhez, amelynek szabadon elmozduló végét függesztő kötéllel tartott

csapágyperselyen vezették át. A vízszintessel szöget bezáró tengely végére volt felszerelve a csavar, legvégére bóját akasztottak. Meghajtását egy függőleges tengelyű *csörlőn* (*járgány*) és a fartőkében megcsapágyazott tengelyre szerelt kötél tárcsán átmenő kötél szolgáltatta, a csörlőt 8 ember forgatta. A *Dragon* nevű hajó 1,5 csomót tudott elérni ezzel a propulzióval.

1825-ben *Perkins* próbálkozott kontracsavarral, ő már a hajótesten vezette át a tengelyt, de a két csavarnak csak egy része merült vízbe.

Ezt a két megoldást mutatja a következő ábra.



4.3.2.1.3 ábra Shorter és Perkins hajócsavar próbálkozásai

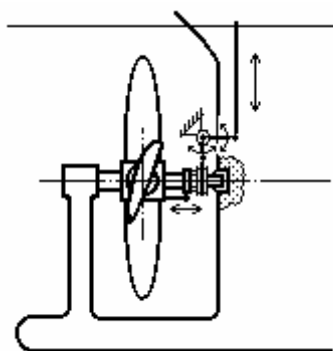
1829-ben *William Church* saját kontracsavarját szabadalmaztatta. Ironikus, hogy a szerkezet Morgan-kerék néven vált ismertté.

A hajócsavar kifejlesztése

Ezek a korai próbálkozások, bár a mai megoldásokba szinte mindegyikből került be valami belőlük, nem értek el nagy sikereket.

A hajócsavar megteremtői közül két ember, egy angol és egy amerikai érdemli a legnagyobb figyelmet. Az angol mérnök *F.P. Smith*, az amerikai (svéd születésű) *John Ericsson*. Természetes, hogy mindegyiknek saját hazájában egyedül tulajdonítják a hajócsavar felfedezését. *Smith* Angliában 1836-ban szabadalmaztatta saját csavarját, amelyről még szó lesz. *Ericsson* ugyanabban az évben az Egyesült Államokban kapott szabadalmat első vázlatára, majd két évvel később a továbbfejlesztett konstrukcióra.

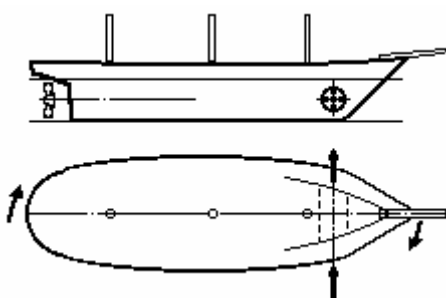
Smith a hosszú több bekezdésű archimédészi spirális elvét erőltette, a csavar anyaga fa volt. Megvalósításnál mindkettő tévesnek bizonyult. Még egy gyakorlati hiba volt a szabadalmi leírásban, a propulziós eszköz meghajtására kettős kúpkeres hajtóművet képzelt el, a függőleges tengelyt egy vízzáró aknában vezette volna le. A hajócsavar helye a hajófenék alatt a tőkesúlyban vágott négyszögletű nyílásban volt elképzelve a hajótest hosszának az orrtőkétől mért kétharmadában. Ericsson első elképzelése egy ma szokásos egycsavaros tengelykivezetés volt a fartőkén keresztül, de kettős tengellyel két ellenkező forgásirányú csavart akart meghajtani, és a kormánylapátot valamilyen megoldással a csavar előtt helyezte volna el. 1838-ban kapott szabadalma egy hamisítatlan *Z-hajtást* ábrázol, amely a hajófar mögött merül a vízbe és az eredeti elképzelés kontracsavarját mutatja. A hajócsavarok maguk háromküllös gyűrűk, amelyek külső peremén vannak a ferde szárnyak elhelyezve. Ericsson nem állt meg a hajócsavarnál, hanem a propulziós erőgép területén is dolgozott. Egy 1840-es szabadalma szerint a hajóközépen elhelyezett gőzgép két párhuzamos tengelyt hajt meg egy-egy (itt már egyedül működő) hajócsavarral. 1853-ban egy New York-i próbán



4.3.2.1.4 ábra A Woodcraft-szabadalom vázlata az állítható emelkedésre

valamilyen belsőégésű motorral hajtotta meg a hajót, amelynek hatásfoka az akkori adatok szerint tízszerese volt a szokásos gőzgépének (ez nem volt nagy diadal, mert a műszaki háttér miatt csak kisnyomású – 2,5-3 ppsi, vagyis legfeljebb 0,2 bar túlnyomás – telített rendszerrel dolgoztak).

A mai hajócsavarforma részben a véletlennek köszönheti megszületését. Smith 1836-os szabadalma alapján 1837-ben egy 6-tonnás hajó 6-lóerős gőzgéppel próbaútra indult. Az idő kedvezőtlen volt, az archimédészi spirális formájú



4.3.2.1.5 ábra A 19. század közepén alkalmazott orrpropeller elrendezése

hajócsavar nagyon rossznak mutatkozott. A próbaút végén az erős szél a hajót a kikötő falához nyomta, a fából készült hajócsavar nagy része letört. Meglepetésre a hajó megtáltosodott, és kitűnően lehetett vele mozogni. Bebizonyosodott tehát, hogy a hajócsavar szárnyának csak

viszonylag kis felületűnek kell lennie. Ettől kezdve ezt a gyakorlatot követték.

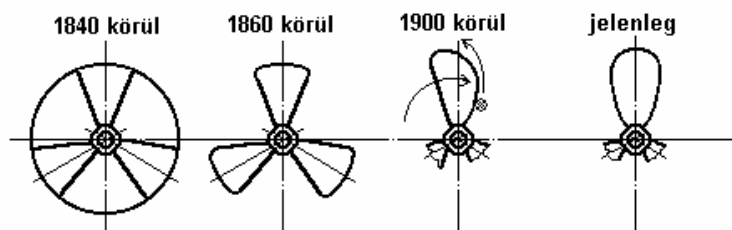
A hajócsavarok az évek folyamán tökéletesebbek lettek, de a 19. század közepén a fő hajtóenergia a szél maradt, ezért a gőzgéppel és hajócsavarral is felszerelt vitorlás hajók esetében a hajócsavarokat változtatható emelkedésűre kellett készíteni, hogy a különböző sebesség-értékeknél egyformán optimálisak lehessenek. Ezt csak *állítható csavarszárnyak* esetén lehetett megvalósítani.

Az első szabadalmat az állítható emelkedésű hajócsavarokra *Woodcroft* jegyeztette be. Konstrukciója a 4.3.2.1.4 ábra szerinti megoldás volt.

A hajócsavar a vitorlás hajók korában nemcsak propulzióként, hanem *orrpropellerként*, vagyis a hajó kormányzását megkönnyítő szerkezetként is megjelent. A hajótest orrészén a hossz tengelyre merőleges helyzetben szerelték fel, ez a megoldás a mai napig elfogadott, főként a nagy vízkiszorítású, viszonylag kis sebességű tankhajóknál. Az orrpropellerre az első szabadalmat 1850-ben jegyezték be.

Hajócsavar-formák

A hajócsavarok alakját az alkotói fantázia igen változatosra formálta. A legtöbbször mégis a célszerűség dolgozott a hajóépítő mesterben, 1840 körül például a hajócsavarok anyagának gyengesége és más tényezők miatt a zárt gyűrűvel merevített háromszárnyú csavarok voltak elfogadottak. Az öntött csavarok szilárdsága kielégítővé vált az öntési technológia fejlődésével, ami már egy tetszetősebb, a gépészetben tért hódító egyenszilárdsági elvnek jobban megfelelő alakot hozott létre. Ez a fázis az 1860-as években következett be. A hajócsavarok gyártói még mindig többnyire a háromszárnyú változatot követték, amelynek tengelyirányú nézete lekerekített szárnyvégű, de egyébként egy mai *Kort-gyűrűs* csavaréra emlékeztető volt. A fejlődés további iránya az *aszimmetrikus* (ívelt) *szárny-kialakítás* felé mutatott, mert a vitorlás korszakban még sok kötéllel dolgoztak, amelyek a vízbe jutva belegabalyodtak a forgó hajócsavar szárnyaiba, és megbénították a hajót. A hátrafelé ívelt szárny belépő-éléről a kötél le tudott gördülni, és saját magát szabadította ki (előremenetben!). Ez még nevet is kapott, megalkotójáról, *Thornycroft*ról.



4.3.2.1.6 ábra A hajócsavar alakjának alakulása fejlődése során

A kötelek mennyisége, amit a hajón használnak, mára jelentősen lecsökkent, így a mai

hajócsavarok ismét a szimmetrikus szárnyformát hordozzák, kivéve, ha lengéstani okból van szükség ívelt szárnyra. Ez az alak azonban már a közel nyolcvan éve elvégzett első *modellkísérletekből* származik, és az azóta elvégzett változtatások a szemlélő számára nem döntőek.

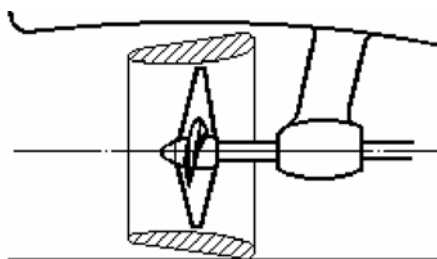
A jelen hajócsavarja

Gyűrűben dolgozó hajócsavarok. A 20. század harmincas évei a belvízi hajózás fellendülését hozták, ekkor kezdett a folyami vontatóhajózás a gőzösökről a dízelmotoros géphajókra áttérni. A kis vízmélység miatt korlátozott hajócsavar-átmérőhöz olyan megoldást kellett találni, amely az optimális üzemállapothoz közelítette a kisebb hajócsavart (ld. 4.3.1 fejezet, tolóerő-tényező). Ezt a folyamatot segítette elő a német hatóságok rendelete, amellyel a hajótulajdonosokat kötelezték a hajócsavaron elhelyezett védőcső alkalmazására a szűk belvízi csatornák kimosódásának megakadályozása érdekében. 1930-ban *Ludwig Kort*, egy hannoveri

repülőmérnök amerikai szabadalomért folyamodott ebben a témában. 1934-ben szabadalmaztatta a hidrodinamikailag megalapozott profillal készülő gyűrűt, amely a hajócsavar helyén jobb áramlási viszonyokat teremt, ezzel megnövekszik a propulziós hatásfok, ugyanolyan teljesítményű főgéppel nagyobb tolóerőt lehet adott vontatási sebességnél elérni, ami nagyobb vonta továbbítását teszi lehetővé. További előnye a Kort-gyűrűnek, hogy a korlátozott vízmélységnél védi a hajócsavart magát a fizikai hatásoktól.

A KORT-GYŰRŰ FOGALMA. A hajócsavart körülvevő gyűrű alkalmazása egyidejű a hajócsavar alkalmazásával. Részben a csavar védelme, részben az áramlási viszonyok rendezése érdekében alkalmazták. Kort szabadalmi bejelentésében sem újszerű megoldásként szerepel, hanem csupán a gyűrű célszerű kialakítására vonatkozó eljárást kívánta szabadalmaztatni. Ennek ellenére a csavart körülvevő gyűrűt igen sokan *Kort-gyűrű* néven ismerik.

Működésének elve a 4.3.2.1.7 és 4.3.2.1.8 ábrából látható.



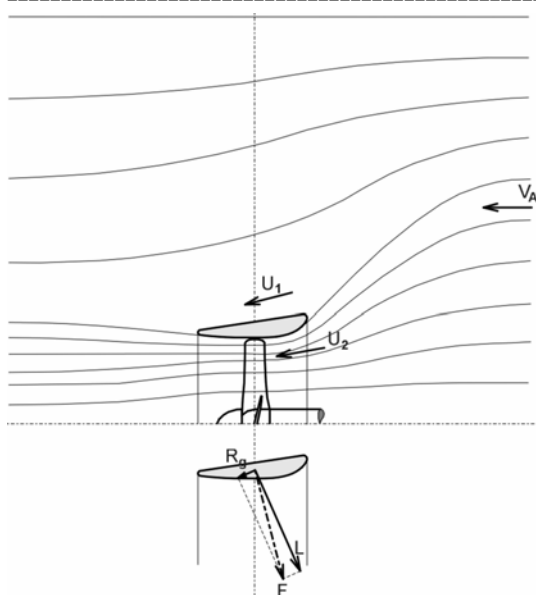
4.3.2.1.7 ábra Kort-gyűrűben dolgozó hajócsavar szokásos beépítése

A gyűrűben jelentkező tengelyirányú sebesség a csavar működése következtében általában többszöröse a propeller haladási sebességének. A szabadon elhelyezett hajócsavar áramlási viszonyaihoz képest az alábbi két lényeges

változást tapasztaljuk.

1. A gyűrűben levő hajócsavar rendezett, a csavar környezetében csaknem teljesen tisztán tengelyirányú sebességmezőben dolgozik.
2. Az áramlási képből láthatóan a gyűrű külső részén a helyi sebesség (U_1) lényegesen kisebb a belső részén kialakuló helyi sebességnél (U_2). Így a gyűrűn felhajtóerő keletkezik, amely az eredő megfűvási irányra merőleges (a 4.3.2.1.8 ábrán L -el jelölt erő). A 4.3.2.1.9 ábrán egy Kort-gyűrű fala mentén mérésrel meghatározott nyomásértékek változását látjuk. A függőleges tengelyen a mért nyomás (p) és a helyi sztatikus nyomás (p_0) különbségének a torló-nyomáshoz viszonyított értéke van felmérve. A gyűrű külső és belső falánál jelentkező nyomások különbségének eredője a felhajtóerő. A felhajtóerő és a *gyűrűprofil ellenállásának* (R_g) eredőjét (F) az 4.3.2.1.8 számú ábrából láthatóan felbonthatjuk két komponensre, a tengelyre merőlegesen befelé és a haladás irányába mutató (tengelyirányú) összetevőre. Ezek az összetevők az áttekinthetőség érdekében az ábrán nem szerepelnek. Így a gyűrű mentén körben fellépő erők egyrészt a gyűrűt zsugorítani akarják, másrészt a tengelyirányú összetevők tolóerőt adnak.

A gyűrű és a benne elhelyezett hajócsavar együttesen alkotják a propulziós eszközt. A gyűrűben a hajócsavar felgyorsítja a propulziós eszközhöz V_A (hajócsavar haladási) sebességgel érkező vizet. Így az áramvonalak az ábrában rajzolt módon alakulnak ki.



4.3.2.1.8 ábra Kort-gyűrűs hajócsavarnál a gyűrűn ébredő erők

A megfelelően kialakított Kort-gyűrűnél a *gyűrűn keletkező tolóerő* jelentős lehet, értéke a gyűrű mentén kialakuló helyi sebességektől (U_1 és U_2) függően a hajócsavaron ébredő tolóerőnek a 30-50%-át is kiteheti. Mivel a gyűrű belsejében kialakuló tengelyirányú sebességek a helyesen megtervezett csavarnál az egyes szárnymetszetek emelkedési szögével, valamint kerületi sebességével kifejezhetők, a gyűrűn kívül kialakuló sebesség pedig a V_A hajócsavar-haladási sebességtől nagymértékben függ, a gyűrűn ébredő tolóerő nagysága lényegében a

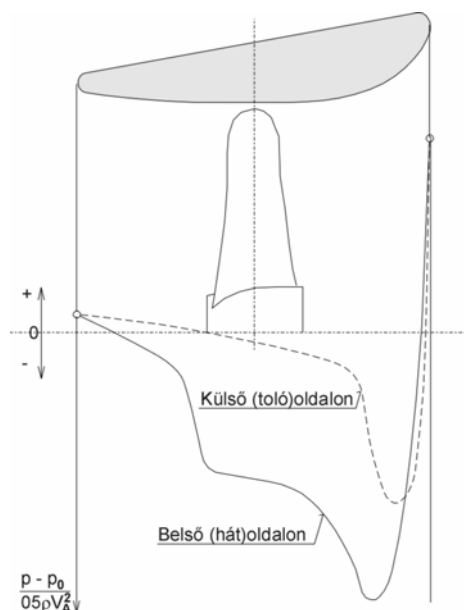
$$J = V_A / nD$$

sebességtényezővel változik. Ezt látni fogjuk a *hajócsavar modellkísérletek* ismertetésénél. Kis sebességtényezőnél (ahol kicsi a sebesség, ezzel szemben nagy az átmérő vagy a fordulatszám) a gyűrű tolóereje nagyobb, nagy sebességtényezőknél viszont kisebb. A jelenleg szokásos gyűrűalakoknál az említett kísérletsorozatok szerint a gyűrű tolóerő-tényezője a $V_A = 0$ értéknél maximális, növekvő sebességtényezőknél csökken, és a sebességtényező 0,5-0,7 értéke felett már negatívvá is válhat, azaz csökkent a hajócsavar tolóerejét.

A KORT-GYŰRŰ ELŐNYEI ÉS HÁTRÁNYAI. Mindezek alapján a Kort-gyűrűs hajócsavar az alábbi előnyös tulajdonságokkal rendelkezik a gyűrű nélküli hajócsavarhoz viszonyítva.

- A gyűrű a hajócsavart védi a felütések esetén bekövetkező sérülések ellen.
- A gyűrűben elhelyezett hajócsavar rendezettebb áramlást kap, így kavitációs viszonyai pontosabban számíthatók, ezáltal a tervezés során jobban megközelíthetjük az elérhető legjobb hatásfok értéket.
- A csavaron áthaladó víz axiális sebessége nagyobb, így az optimális átmérő lényegesen kisebb lehet, mint a szabadon elhelyezett hajócsavaré. Természetesen a hajócsavart körülvevő gyűrűnek is van helyszükséglete, így a teljes helyszükséglet nem mindig kisebb lényegesen, mint szabad hajócsavarok alkalmazása esetén.
- A nagyobb tengelyirányú sebességek miatt a hajócsavar optimális fordulatszáma nagyobb lehet, mint a szabadon elhelyezett hajócsavaré. Ez a nagyobb fordulatszám lehetővé teszi a nagyobb fordulatszámú könnyebb főgépek alkalmazását, illetve sok esetben szükségtelenné teszi fordulatszám-csökkentő hajtómű beépítését. Emellett a nagyobb fordulatszám miatt azonos tengelyteljesítmény esetén a tengelyen átvitt nyomaték kisebb, tehát a

tengelyrendszer alkatrészei kisebb méretűek lehetnek.



4.3.2.1.9 ábra Nyomáseloszlás a gyűrű hossza mentén

- e) Vontatóhajók propulziós eszközöként alkalmazva, igen előnyös az a tulajdonsága, hogy a hajócsavar fordulatszáma különböző hajóhaladási sebességeknél alig változik. Ez a Kort-gyűrűs hajócsavarok nyíltvízi mérési eredményei alapján abból is látható, hogy a sebességtényező vontatóknál előforduló kis értékeinél a csavar nyomatóéktényezője (K_Q) csak kevésbé változik. Így a főgép teljes töltésű üzeme esetén a tervezési sebességtől eltérő sebességeknél kevésbé csökken a motor leadott teljesítménye a névleges teljesítményhez képest, mint a gyűrű nélküli hajócsavaroknál.
- f) A hajócsavart körülvevő gyűrű a csavarszárny megfelelő alakja (*K-típusú csavar*) esetén megakadályozza a szárnyvégek körüli nyomás-kiegyenlítődést, így a csavarszárny mentén sugárirányban haladva, a *tolóerő eloszlása* egyenletesebb, ami jobb hatásfokot biztosít.
- g) A gyűrűn keletkező tolóerő tehermentesíti a hajócsavart. A szárnyak a kisebb erőhatások miatt vékonyabbak lehetnek, ezáltal a kavitáció elkerülésére rövidebb szárnymetszet (kisebb nyújtott felületviszonyú csavar) elegendő. Ez lényegesen csökkentheti a szárnymetszeteken fellépő ellenállásokat, ami a csavar felvett nyomatékát csökkenti, a tolóerőt pedig növeli. Így azonos tolóerő-kifejtés esetén a Kort-gyűrűs hajócsavar jobb hatásfokú lehet, mint a szabad hajócsavar.
- h) A Kort-gyűrűt csapágyazott kormánytengelyre szerelve függőleges tengely körül elfordíthatóvá tehetjük, így *aktív kormányként* is használható. A *Kort-kormány* igen hatásos aktív kormány. Lényegesen nagyobb kormányerőket ad, mint a közönséges kormánymegoldások. A legnagyobb kormányerő már 18-22° értékű elfordulásnál fellép, így nem szükséges a szokásos kormánylapátoknál biztosítandó 30-35° elfordítási lehetőség, sőt, nagyobb szögkitérések esetén egyre csökkenő kormányerőt kapnánk.

Ugyanakkor a gyűrű nélküli hajócsavarhoz képest bizonyos hátrányai is vannak.

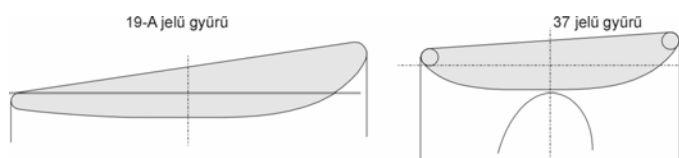
- i) Hátramenetben a Kort-gyűrűs hajócsavar kisebb tolóerőt fejt ki. Ennek oka az, hogy amíg előremenetben megfelelő méretezés esetén a gyűrűn keletkező erő növeli a csavar tolóerejét, hátramenetben *negatív tolóerőt* ad, azaz csökkenti a hajócsavar hátramenetben egyébként is kisebb tolóerejét.
- j) Kort-kormány alkalmazásakor a kormány esetenként labilis egyensúlyi állapotú. Tehát nem a kormány kitéréséhez kell erőt kifejteni a kormánymozgató

berendezésen keresztül, hanem az egyenesbe való visszatérítéshez kell erőhatás. Ha magára hagynánk a Kort-kormány tengelyét, akkor a gyűrű igyekezne kifordulni valamelyik végállás felé. Ez a hátrány megfelelő terelőlapok alkalmazásával csökkenthető.

- k) Hátramenetben a Kort-kormány alkalmazásakor a kormányzás bizonytalanná válhat. Ennek oka az, hogy a gyűrű hátsó végének keresztmetszete kisebb a mellsőnél, ezért diffúziós jelenség lép fel. Az erős diffúzorban pedig könnyen bekövetkezik az áramlás leválása. Ezek a leválások nem egyenletesen oszlanak el a gyűrű kerületén, hanem váltakozóan egy-egy kisebb kerületrészen lépnek fel. Így időben szakaszosan fellépő oldalirányú erőhatásokat is adhatnak, amelyek a kormányzás erőhatásával ellentétesek lehetnek és ronthatják a kormányhatást. A hátrameneti leválások elkerülésére különleges gyűrűkiképzéseket próbáltak alkalmazni, ezek azonban természetesen a hátramenet javítása mellett az előremeneti előnyöket csökkentik.

A Kort-gyűrűket eleinte elsősorban csak aránylag nagyterhelésű hajócsavaroknál alkalmazták, így különösen a kis merülésű, nagy tengelyteljesítményű folyami vontatóhajóknál terjedt el. Alkalmazása azonban más területeken is előnyös lehet. Így például egy hazai gyártású tengeri vontatóhajó állópróbájánál 150 N/LE fajlagos kötélhúzóerőt is elértek, ami az adott motorteljesítmény és fordulatszám esetében kiemelkedő érték, amelyet szabad csavarral nem lehetett volna biztosítani.

A Kort-gyűrűnek két változatát használják manapság. A *19-A típus* egyenes alkotójú csonka-kúpos külső palásttal rendelkezik (toló-oldal), rövid hengeres szakasza van a gyűrű középső szakaszán a belső felületen (hátoldal), a profil belépőéle lekerekített, és viszonylag nagy görbülettel csatlakozik a hengeres részhez. a kilépő-él rádiusza kisebb, de a profil csak kisebb görbületű és így a gyűrű kilépő-keresztmetszete alig nagyobb a hengeres gyorsító szakasznál. Ezt a gyűrűt olyankor alkalmazzák, amikor nagy tolóerőre van szükség előremenetben, de ritkán használják hátramenetben, mivel akkor az előremeneti tolóerőnek csak legfeljebb 60%-át hozza létre. Fő alkalmazási területe a vontatók, különleges szervizhajók és a vonóhálóval dolgozó halászhajók (trawlerek) propulziója. Sebességhatára a 10 csomót nem haladja meg (18,53 km/h).



4.3.2.1.10 ábra A 19-A és a 37 jelű Kort gyűrűk a MARIN intézettől

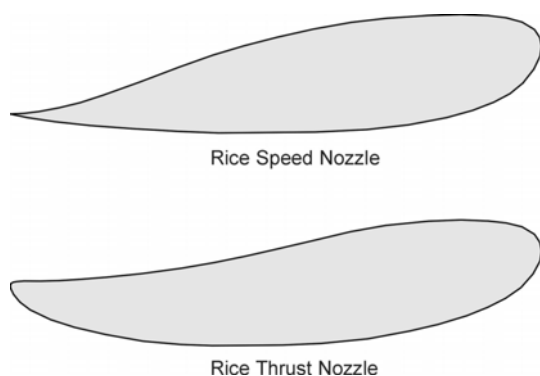
A *37 típus* toló-oldalának ferdesége kisebb, a gyűrű külső kúpfelülete majdnem hengeres. Mind a be-, mind a kilépő-él rádiusza nagy, a hátoldal profilja elől-hátul nagy görbületű és a profil majdnem szimmetrikus. Célszerűen ott használható, ahol gyakorta kell hátramenetben üzemeltetni a hajócsavart, kisebb a különbség az előremeneti és hátrameneti tolóerő között. Sebességhatára a 19-A gyűrűével azonos.

A legutóbbi időben a Rice, egy Mexikóban bejegyzett amerikai cég, amely közel száz éve gyárt gyűrűs hajócsavarokat kisebb halászhajók számára, kifejlesztett egy új gyűrűprofil, és szabadalmaztatta. A gyűrű a cég neve után *Rice Speed Nozzle* (sebességi gyűrű), mert 15 csomó felett sem romlik a hatásfoka jelentősen. A gyűrű profilja jobban kielégíti az áramlástechnikai elveket, a profilt olyan repülőgép

szárnymetszetek közül választották ki, amelyek felhajtóerő/ellenállás viszonya a legkedvezőbb volt, ezért a Rice-gyűrű nagyobb arányban vesz részt a tolóerő létrehozásában, mint a Kort profil. A gyűrű belépő szakasza sokkal nagyobb keresztmetszetű a kilépőnél, ezért a vízszög gyorsítása erőteljesebb. A toló-oldal nem egyenes, a kilépő-él pedig nem rádiuszos, hanem a profil csúcsban végződik. A Rice-gyűrűt a Kort-gyűrűvel mérősorozattal hasonlították össze. Ennek egyik lényeges tanulsága volt a gyűrű ellenállásának kedvező értéke: az ellenállás-tényező értéke

Rice profilnál $C_d = 0,01$ Kort-profilnál $C_d = 0,17$

A különbség oka a gyűrűn keletkező nagyobb járulékos tolóerő, amely közvetlenül a hajótestre adódik át.



4.3.2.1.11 ábra Rice gyűrűprofilok

A jelenlegi hajócsavarok néhány olyan tudósak vagy gyakorlati szakembernek köszönhetőek, akik közül a legkésőbbi is a 20. század elején tevékenykedett.

William Froude 1878-ban dolgozta ki a hajócsavarok tervezéséhez alapvetően szükséges szárnymetszet-elméletet. A szárnymetszetre ható erőkről és a profil

egyéb paramétereiről a tervezés ismertetése során fogunk többet beszélni.

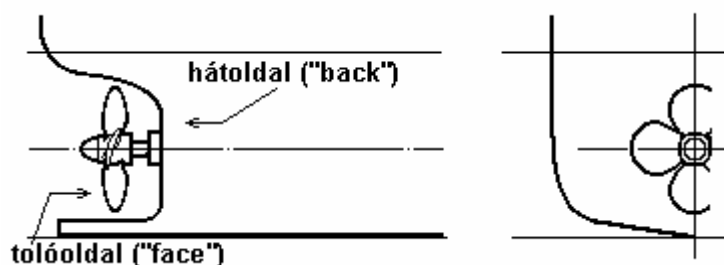
A hajócsavarok tervezésében és gyártásában bekövetkezett fejlődés legfontosabb tényezőjeként a modellekkel végzett mérősorozatok értékelhetőek. A modellkísérleti mérések során a mért adatokból diagramokat rajzoltak, és ezek alapján az egyes feladatokhoz kiválaszthatók az optimális paraméterek. A modellkísérletekről a 4.3.2.3 Modellkísérletek fejezetben számolunk be.

A hajócsavarok hatásfokának elméletileg lehetséges maximuma a legutóbbi évtizedek során kifejlesztett és tökéletesített számítási módszerrel érhető el, ezt az eljárást nevezzük *örvényelmélet* szerinti hajócsavar tervezésnek. A tervezést a modellkísérleti diagramokból kiválasztott paraméterek alapján végezhetjük el, ezt a számítást a 4.3.2.4 Hajócsavar tervezés fejezet tartalmazza.

4.3.2.2 A hajócsavar geometriája

4.3.2.2.1 Alapelvek

A hajócsavar tervezésének végső fázisa a csavar rajzának elkészítése. A különböző hajócsavar-rajzok összehasonlíthatósága érdekében, valamint a hagyományok alapján a hajó oldalnézetben mindig balról jobbra halad, a hajócsavar tengelyirányú nézete pedig hátulnézetet jelent. Kétszavas hajók hajócsavarjainak rajzán, mivel a két hajócsavar egymásnak tükörképe, csak az egyik hajócsavart ábrázolják, a rajzon megjelölik, hogy melyik oldali csavar látható a rajzon. A hajócsavar előremenetben a vizet a hajóorr felől szívja és hátrafelé gyorsítja fel. Emiatt a csavar mögött nyomás keletkezik, előtte szívás. A csavar hátsó oldalát *toló-oldalnak* hívják (angolul *face*), másik oldalát *hátoldalnak* (angolul *back*). A következő ábra az elmondottakat szemlélteti.



4.3.2.2.1.1 ábra A rajzon ábrázolt hajócsavar vetületeinek értelmezése

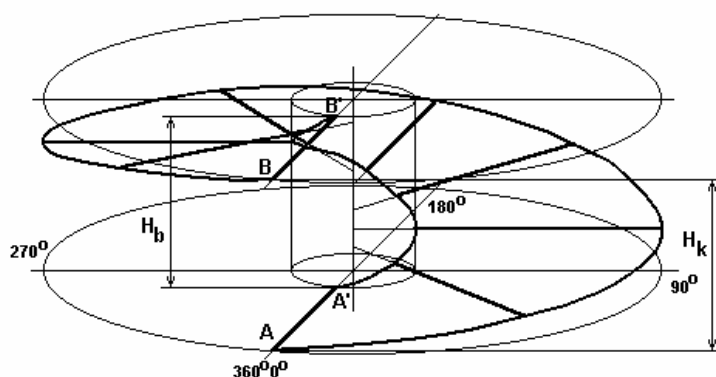
A hajócsavar egy szárnyának *elméleti felülete* úgy képezhető, hogy egy egyenes szakaszt,

amelynek hossza megegyezik a hajócsavar sugarával, egy olyan egyenes, mint forgástengely körül, amely a szakaszt egyik végpontjában metszi és arra merőleges, úgy mozgatunk teljesen körben, hogy a körmozgással egyidejűleg annak szögsebességéhez képest egy függvény által meghatározott (általában konstans) egyenes vonalú mozgást is végezzen az egyenes (forgástengely) mentén. Ennek a felületnek az adott sugarú, a forgástengellyel megegyező tengelyű hengerfelülettel létrehozott metszete képezi az adott sugárhoz tartozó *szárnyprofil* mértékadó alapvonalát (húr vagy toló-oldal). A tengelyvonal körül annyi, az előzőekben leírt és azzal egybevágó csavarfelület képezhető arányos szögeltolással, ahány szárnyú hajócsavarról beszélünk.

Az n számú csavarfelület mindegyikének a hajócsavar *agyátmérőjének* felénél kisebb sugarú tartományba eső, valamint a hajócsavar tervezésekor az adott r sugárhoz kiadódó szárnyprofil *be- és kilépő-élén* kívül eső része figyelmen kívül hagyható.

Az elmondottak szemléltetésére szolgálnak a következő ábrák. Az azokon használt jelölések magyarázata (zárójelben az ITTC által elfogadott jelölések):

- H_b - a csavarfelület *emelkedése* a hajócsavar-agyát jelképező henger palástja mentén (P_{Hub})
- H_k - a csavarfelület emelkedése a hajócsavar szárnyvégét érintő henger palástja mentén ($P_{1,0}$)
- A - a csavarfelületet leképező egyenes szakasz külső végpontja a leképezés előtt
- B - a csavarfelületet leképező egyenes szakasz külső végpontja a leképezés (egy teljes emelkedés megtétele) után



4.3.2.2.1.2 ábra A hajócsavar-szárny elméleti felületének leképezése

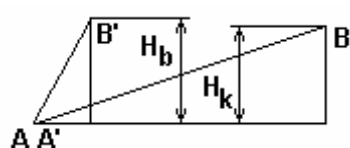
A' - a csavarfelületet leképező egyenes szakasz belső végpontja a leképezés előtt
B' - a csavarfelületet leképező egyenes szakasz belső végpontja a

leképezés (egy teljes emelkedés megtétele) után

H - általában az emelkedés jelölésére használatos, index nélküli alakjában a hajócsavar *névleges*, vagyis *toló-oldali emelkedését* jelöli; angol megfelelője a P (pitch)

H_v - a profil húrján mért emelkedés; a *húr* irányával megegyező sebességvektorral áramló közeg nem ébreszt a profilon felhajtóerőt

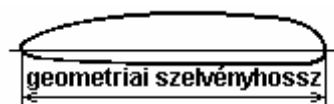
H_h - hátoldali emelkedés, ritkán használatos.



4.3.2.2.1.3 ábra A szárnytő és a szárnyvég által leírt csavarvonal kiterítése

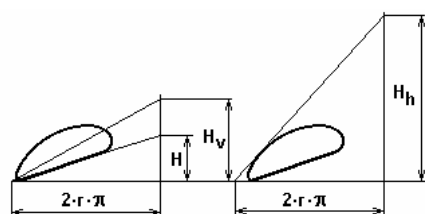
A hajócsavar kiválasztása során végzett elvi számítások során a csavarszárny geometriai szelvényhosszával

kalkulálunk.



4.3.2.2.1.4 ábra Az elvi számításnál figyelembe vett geometriai szelvényhossz

A későbbiekben mindig azt a definíciót kell elfogadni, amilyen intézet modellkísérleteinek alapján választjuk ki az adott hajótesthez és feladathoz legmegfelelőbb sorozatcsavart.



4.3.2.2.1.5 ábra A hajócsavar-szárny adott sugarú profiljának emelkedései

A *sorozatcsavaroknál* a H (P) emelkedés használatos, ez a *toló-oldal emelkedése*, a *toló-oldal ritka kivételtől eltekintve a nyújtott felületben* egyenes, ettől eltér a szárnytő metszete,

amely szilárdsági követelmények miatt domború toló-oldallal rendelkezik, illetve előfordul a szárnyvég közelében a homorú toló-oldal is.

A hajócsavar-szárny elméleti felületével kapcsolatban az alábbi lehetőségek állnak fenn (ld. 4.3.2.2.1.3 ábra).

1. $H_k = H_b$ és AB csavarvonal kiterítése egyenes: állandó emelkedésű csavarfelület,
2. $H_k \neq H_b$ és AB csavarvonal kiterítése egyenes: sugárirányban változó emelkedésű csavarfelület,
3. $H_k = H_b$ vagy $H_k \neq H_b$ és AB csavarvonal kiterítése nem egyenes: kerület mentén változó emelkedésű csavarfelület.

4.3.2.2.2 Hajócsavar szerkesztés

A hajócsavarok szárnyának megrajzolása ma már bizonyos szabályok szerint történik, de korábban több tervező is saját rendszerét dolgozta ki. A legismertebb csavarszárnyszerkesztő eljárások:

Bauer - Taylor

Holst

Rössing.

Ezek mindegyike alkalmaz bizonyos közelítéseket, a jelenleg legelterjedtebb a Holst eljárás, ezért a továbbiakban annak ismertetésére vállalkozunk.

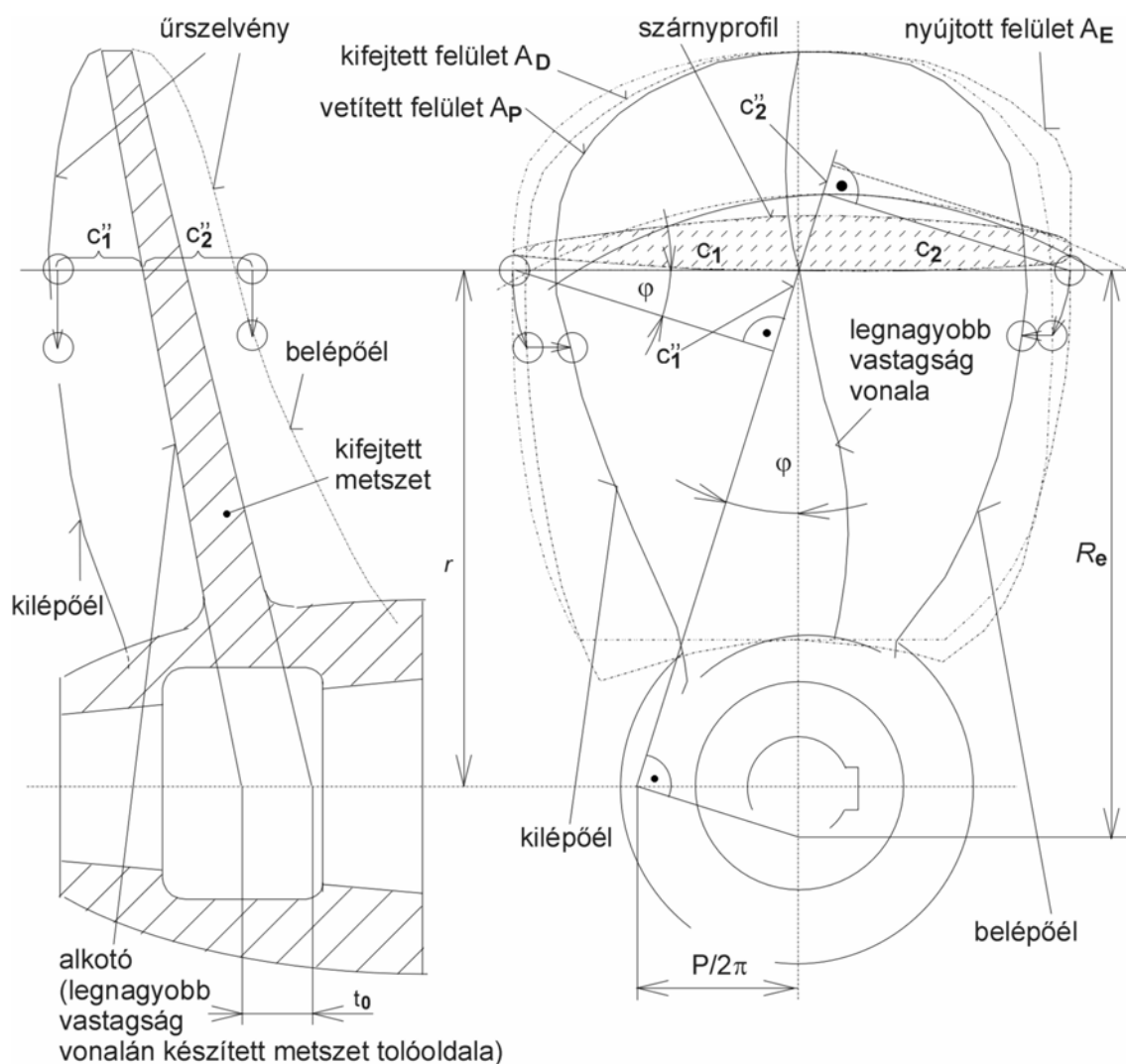
A hajócsavar rajzán a hajócsavar tengely végére illeszkedő *csavaragy* is komoly szerepet kap. Ez természetes, hiszen súlyánál és méreteinél fogva egy ilyen gépelem felszerelése tekintélyes gépészeti feladat. A csavar a tengelyvégre *tusírozott kúpos illesztéssel* kerül, a nyomatékot a tengelyvégről a csavarra a kúpos kötés viszi át, ezt a *tengelyvég-anya* kellő nyomatékvaló meghúzása biztosítja. Biztonságot jelent, hogy az agyban reteszhorony, a tengelyvégen fészek van kiképezve, a retesz azonban itt csak kiegészítő kötőelem.

A csavaragy mérete határozza meg, milyen r sugár felett rajzoljuk meg a szárnyprofilokat. Ökölszabályként a $0,2R$ sugarú metszet a legbelső, a legkülső pedig a B-sorozatú csavaroknál a $0,9R$, K- és K.a-sorozatúaknál az R sugarú szelvény lesz. (Ha a K- vagy K.a csavarok forgatható – kormány – Kort-gyűrűben dolgoznak, az R sugarú szelvényből a be- és kilépő-élnél annyit le kell munkálni, hogy a gyűrű kiforgatott állapotában se legyen kevesebb a forgó hajócsavar és a gyűrű belső felülete közötti rés a szokásos 5-8 mm értékűnél.

A hajócsavar rajzán a jobbra haladó hajónak megfelelő helyzetben van ábrázolva a csavar és a csavaragy hosszmetszete, illetve hátulnézetben a csavaragy és az egyik szárny. A szárnynak három különböző vetületét ábrázoljuk, a *vetített* (látható) *felületet*, a beforgatott (vagy *kifejtett*) *felületet* és a *nyújtott felületet*. A 4.3.2.2.2.1 ábrán egy hajócsavar rajz legfontosabb elemei és azok összefüggései láthatók.

A hajócsavar-rajz szerkesztésekor közelítéseket alkalmazunk, amelyek azonban nem befolyásolják a rajz pontosságát és használhatóságát. Az adott r sugarú szárnyprofil toló-oldalának középső szakasza általában egyenes. Ezt tekinthetjük az adott sugáron leképzett P emelkedésű csavarvonal érintőjének a profil maximális vastagságú helyén.

A csavarvonal térbeli görbe, amelyet szerkesztésnél olyan ellipszissel közelítünk, amelynek érintője azonos a csavarvonal érintőjével az adott pontban, vagyis az r sugarú henger palástjából az a sík metszi ki, amely a csavarvonal tengelyére merőleges síkkal a csavarvonal φ emelkedési szögével megegyező szöget zárja be.

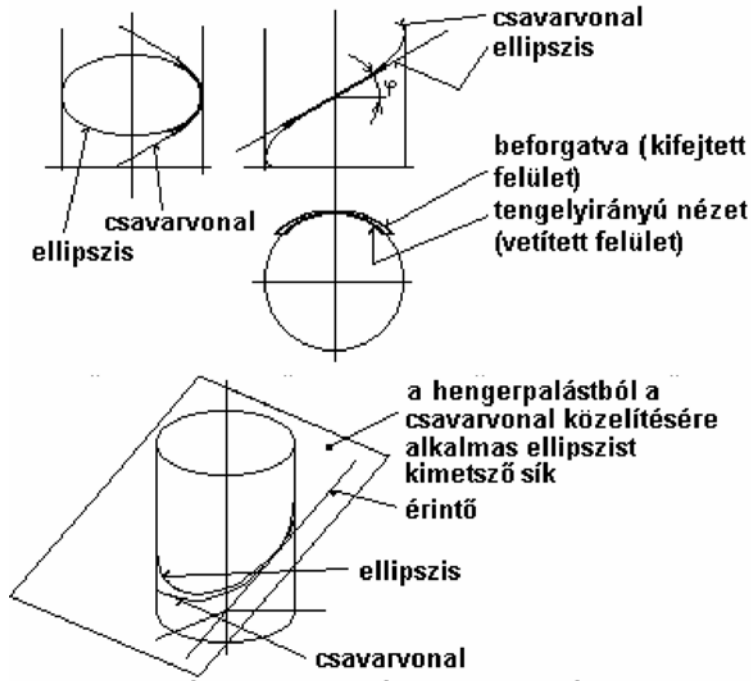


4.3.2.2.2.1 ábra A hajócsavar rajzának legfontosabb szerkesztési elemei (jobbemelkedésű csavar)

A rajzból látható, hogy a *szárny szelvényeinek maximális vastagságú helye* nem egyenes vonalon helyezkedik el a sugár függvényében, hanem olyan görbe mentén, amely a modellkísérleti intézetnek a vizsgált hajócsavarra vonatkozó méretábrázolásában megadott méretekből rajzolható meg. Ezzel nem szorul helyesbítésre az a feltételezésünk, hogy a csavarfelületet a tengelyre merőleges egyenes szakasszal képezzük le (4.3.2.2.1.2 ábra).

Az A_E nyújtott felületet alkotó szárnymetszetek (profilok, szelvények) megrajzolása a csavar hátulnézeti képén történik egyes kiválasztott r sugaraknál (általában $0,2R$ -tól $0,9R$ -ig ill. R -ig $0,1R$ lépésekkel). A szelvény elhelyezésekor először a szárny középvonalától a méretábrázolat alapján felmérjük a legnagyobb vastagságú hely abszcisszáját, majd onnan a megfelelő oldalra (balemelkedésű csavar esetében

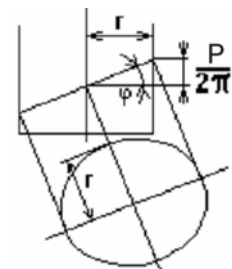
baloldalt) a *belépő-él* felé eső c_2 profilhosszat, az ellenkező oldalra pedig a *kilépő-él* felé eső c_1 hosszát. A nyújtott felület be- és kilépő-éle ezeknek a végpontoknak az összekötéséből alakul ki. A nyújtott felület szerkesztése közbenső lépés, annak mérése nem lehetséges a csavaron.



4.3.2.2.2.2 ábra A csavarvonal közelítése ellipszissel

Az A_D kifejtett felület maga a csavarfelület, de a kifejtett felületnek csak egy adott r sugárhoz tartozó szelete látható helyes méretben egy nézőpontból (ahogy a Földnek a térképen ábrázolt vetületét sem láthatjuk soha a valóságban). A kifejtett felület a csavarfelület síkba-terítése. Az előzőekben említett közelítésre (csavarvonal-

ellipszis) itt van szükség. Ennek megértéséhez ad segítséget a 4.3.2.2.2.2 és 4.3.2.2.2.3 ábra.



4.3.2.2.2.3 ábra A csavarvonal közelítésére alkalmas ellipszis méretei

Az *ellipszis szerkesztésének* bonyolult eljárását takaríthatjuk meg általában a 4.3.2.2.2.4 ábrán szemléltetett *közelítő módszerrel*. Hajócsavar szerkesztésnél annál jobb a közelítés, minél kisebb a csavarszárny-szelvény emelkedési szöge (φ).

Az ellipszis tengelyei:

$$b = r$$

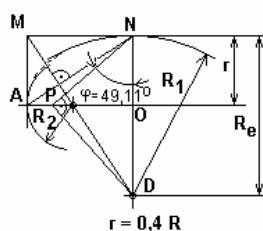
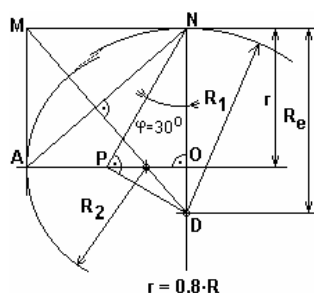
$$a = \sqrt{\left(\frac{P}{2\pi}\right)^2 + r^2}$$

A módszer alapjául az szolgál, hogy két-két háromszögről hasonlóság bizonyítható. A PON derékszögű háromszög egyik szöge közös a PND derékszögű háromszöggel, ezért megfelelő oldalaira aránypár írható fel:

$$R_e : PN = PN : r \text{ azaz } R_e = PN^2 / r$$

Az MND derékszögű háromszög megfelelő oldalai rendre merőlegesek az MNA háromszög megfelelő oldalaira, ezért igaz a következő aránypár:

$$R_e : a = a : r \text{ azaz } R_e = a^2 / r$$

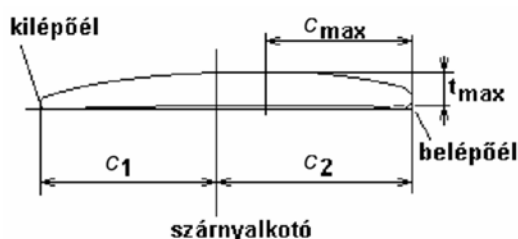


4.3.2.2.4 ábra Ellipszis közelítése két körívvel

A hajócsavar szárny szerkesztésének menete

1. A hajócsavar fő méreteinek ismeretében a geometriai adatokból felrajzoljuk a

rajzon ábrázolandó csavarszárny mérethálózatát. Ezután az egyes r sugaraknál megszerkesztjük a szárnyszelvényeket (nyújtott felület).



4.3.2.2.5 ábra A hajócsavar-szárny szelvényének fő méretei

2. Az összes szelvény megszerkesztése után a be- és kilépőél pontjainak összekötésével megrajzoljuk a nyújtott felület határvonalát.
3. A metszethosszakat rágörbítjük a csavarvonalat helyettesítő ellipszissre, vagyis az ellipszis közelítésére használt R_e sugarú körívre (ld. 4.3.2.2.2.4 ábra). Ennek menete:
 1. a $P/2\pi$ értékét felmérjük a vízszintes tengelyvonalra az alkotótól kiindulva; végpontját összekötjük az alkotó r sugarú pontjával, majd erre merőlegest állítunk, amelyet metszésbe hozunk az alkotóval; ez a metszéspont az ellipszist közelítő kör középpontja (ld. 4.3.2.2.2.1 és 4.3.2.2.2.4 ábra);
 2. megrajzoljuk a körívnek akkora szakaszát, amelyre a szárnyszelvény elfér;
 3. szűrőkörsző-léptetés segítségével az egyenes szelvényhosszat rámérjük a körívre (értelemszerűen az alkotótól a be- és kilépőélig terjedő szakaszokat);
 4. a szelvények be- és kilépőélének összekötésével megrajzoljuk a kifejtett felület határvonalát.
4. Beforgatjuk az ellipszissel helyettesített csavarvonalat, vagyis megszerkesztjük a vetített felületet:
 - a) meghúzzuk az r sugarú kört a csavar tengelyvonalából koncentrikusan,
 - b) bevetítjük az alkotóra merőlegesen az ellipszissre rágörbített szelvények végpontját a koncentrikus körívre,
 - c) a végpontok összekötésével megrajzoljuk a vetített felület határvonalát.
 Ennél a műveletnél figyelembe kell venni, hogy a szelvénynek vastagsága van, ez különösen a kisebb r sugaraknál fontos, ahol a vastagság és az emelkedési szög egyaránt nagyobb, mint a szárny vége közelében.
5. A csavar oldalképének megszerkesztése során a gépszerkesztési szabályok szerint megrajzoljuk a hajócsavar-agyat. A csavaragy hosszát úgy határozzuk meg és a csavaragyon hosszirányban úgy osztjuk el a szárnyat, vagyis az alkotó helyét úgy

tűzzük ki, hogy mind a be- mind a kilépő-él ráférjen (a legkisebb r sugárnál érvényes emelkedési háromszög figyelembe-vételével). Az alkotó ferdesége a hajócsavar mérettáblázatában meg van adva. A szárny metszetének megrajzolása a következő lépésekből áll:

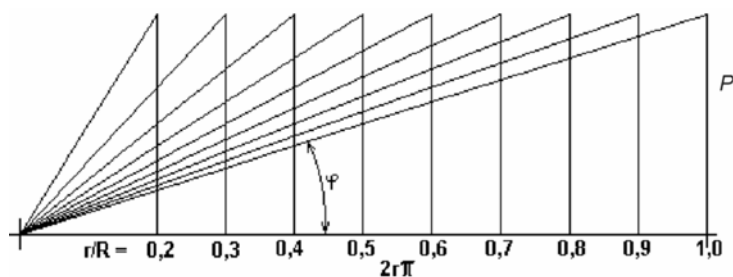
- a) minden r sugárnál felmérjük az alkotótól kiindulva tengelyirányban a maximális szelvénymeretét; ezek összekötése adja ki a maximális vastagságú vonal metszetét,
- b) az alkotótól abban az irányban, amerre a kilépő-él esik (balra, vagyis a haladási iránnyal ellentétesen), felmérjük a c_1 értékét, amelynek nagysága $c_1 \sin \varphi$ (ld. 4.3.2.2.2.1 ábra), a másik irányban a c_2 értékét ($c_2 \sin \varphi$), majd a tengelyre merőleges irányban bevetítjük a két pontot arra tengellyel párhuzamos két egyenesre, amelyeket a hátulnézeti képen az adott pontok megfelelőinek a kifejtett illetve vetített felületen levő vetületei határoznak meg (az ellipszisen illetve a koncentrikus köríven fekvő szelvény-végpontok); ennél a műveletnél ismét figyelembe kell venni, hogy a szelvénynek vastagsága van, különösen a kisebb r sugaraknál;
- c) a kilépő-él pontjainak összekötésével megrajzoljuk a szárny kilépő-élének látszati (jobbemelkedésű csavar esetében) vonalát vagy a metsző sík előtti virtuális (balemelkedésű csavarnál) vonalát; a belépő-élre ugyanez érvényes fordított értelemben (balemelkedésű csavarnál valóságos látszati kép); a két körvonal együtt adja a szárny űrszelvényét.

A hajócsavar szerkesztésénél két lépcsőben alkalmazunk közelítéseket: a csavarvonal helyett ellipszissel dolgozunk, illetve az ellipszist körívvel helyettesítjük. Mindkét esetben elkövetünk valamilyen kis hibát, de ezek hatása eltérő.

1. Csavarvonal \rightarrow ellipszis a hiba a szárnyalkotó mentén minden r sugáron azonos,
2. ellipszis \rightarrow körív a hiba a szárnytő közelében kisebb r sugáron nagyobb.

A szerkesztés gondos elvégzése esetén azonban mindkét hiba a megengedhető határon belül marad.

4.3.2.2.3 A modellkísérleteknél alkalmazott sorozatcsavarok jellemzői



4.3.2.2.3.1 ábra Állandó emelkedésű csavar emelkedési szögének változása

A hajócsavar *emelkedése* és az *emelkedési szög* közötti összefüggés: $P =$

$2r\pi \tan \varphi$, ezt a fenti ábra szemlélteti.

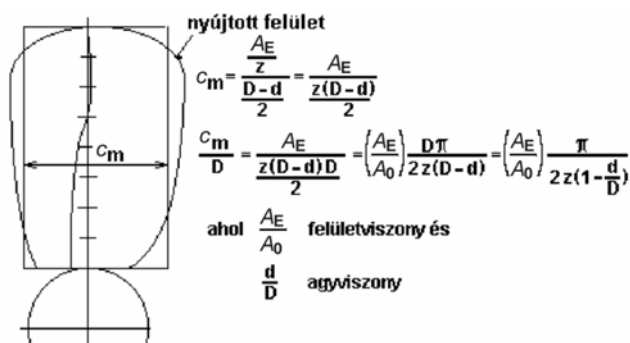
A csavar egyik legfontosabb paramétere az *emelkedésvízesony*, P/D , ahol P az emelkedés a fenti összefüggés szerint, D a hajócsavar átmérője. A P emelkedés index nélkül azt jelenti, hogy az emelkedés a szárnyalkotó mentén minden r sugárnál azonos értékű, vagyis a csavar *állandó emelkedésű*. Ha azonban pl. $P_{0,7}/D$ van megadva, az azt jelenti, hogy a hajócsavar működése szempontjából kulcsfontosságú $r = 0,7R$ sugárnál ekkora a csavar szárnyszelvényének emelkedése, ilyen esetben a P eloszlását táblázatosan közölni kell az r sugár függvényében.

A csavarszárny felületének mérete a másik alapvető paraméter. Ebben a vonatkozásban a nyújtott és a kifejtett felület gyakorlatilag azonos. A *felületviszonyt* a nyújtott felület és a csavarkör-felület viszonyára értelmezzük.

$$A_E/A_0 = \text{nyújtott felület}/(D^2\pi/4) \cong A_D/A_0 = \text{kifejtett felület}/(D^2\pi/4)$$

Az A_p vetített felületre is felírható a viszonzyszám, de azt nem alkalmazzuk.

A csavarszárny méretére jellemző adat a *közepes szárnyszélesség viszony*. Azonos felületviszony esetén ez függ a szárnyak számától.

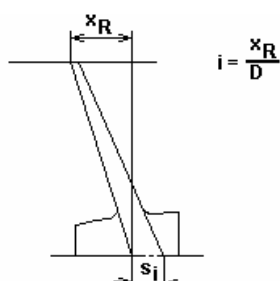


4.3.2.2.3.2 ábra A közepes szárnyszélesség viszony meghatározása

Az *agyviszony* értéke normál hajócsavarok esetében 0,16 és 0,22 közé esik. Nagy szögsebességű (kisebb emelkedésvízesonyú) csavaroknál kisebb, előfordul 0,1 érték is.

Az agy méreteinek növelésére ott van szükség, ahol nagy a szárny terhelése, illetve akkor, ha az agyban működtető szerkezetet kell elhelyezni, mint az állítható szárnyú hajócsavaroknál. Ez utóbbiaknál előfordul 0,4 agyviszony érték is.

A *szárny vastagsága* a tőnél nagyobb, a szárnyvégnél kisebb. A pontos vastagság-eloszlást a hajócsavar szilárdsági ellenőrzése során lehet meghatározni. A szárnyalkotó mentén a vastagság lineárisan változik, a tengelyvonalra bevetített érték általában $s_i = 0,04 \div 0,06$. (Másik szokásos jelölése t_0 , ld. 4.3.2.2.2.1 ábra.)



4.3.2.2.3.3 ábra A hajócsavarszárny hátrahajlása és vastagságeloszlása

A hajócsavar-szárny *hátrahajlására* azért van szükség, hogy

- minél messzebb kerüljön a hajótest zavaró hatásától, kisebb szívási és tolóerő tényező értékekkel kelljen számolnunk,
- az úrszelvény rendszerint aszimmetrikus, a belépő-él irányában nagyobb, ezt egyenlíti ki a hátrahajlás.

A szárnyszelvények alakja a hajócsavar története során sokat változott. Az első hajócsavaroknál véletlenszerűen alakult ki a szelvény profilja úgy, hogy a szárny lehetőleg sima felületű legyen. Amikor már törekedni kezdtek a csavar szárnyszelvényeinek előzetes megtervezésére és a gyártás során a rajzok követésére, akkor a nagyobb hajóépítő nemzetek mindegyike saját elképzeléseit követte. Abban megegyezett valamennyi csavartervező, hogy egyenes toló-oldalt használtak és a szárnyalkotónál helyezték el a maximális szelvényvastagságot. A hátoldalt körívvvel közelítették és a belépő-élnél nagyobb lekerekítési sugarat használtak, a kilépő-él gyakran élesre volt kialakítva.

A hajócsavar elméletének fejlődésére és a ma alkalmazott profilok elterjedésére az aerodinamika hatott vissza. Az Egyesült Államokban 1915-ben létrehozták a *NACA* bizottságot (National Advisory Committee for Aeronautics), amely a róla elnevezett légcsvár- és szárnyprofil-metszetek kifejlesztésén dolgozott a *Langley Aeronautical Research Center* kutatóintézet segítségével. Már ezt megelőzően kialakítottak egy nagyon jó szelvényt, amelyet *Clark Y*-nak neveztek el. Az intézet elképesztő mennyiségű szélcsatorna mérést végzett el, lassan uralkodóvá vált a *Reynolds-szám* befolyása.

Ugyanebben az időben a német göttingeni intézet kifejlesztette saját optimális profilját, a *Göttingen 398*-at, amelynek a Langley-nél a Clark Y profillal elvégzett összehasonlítása azt mutatta, hogy a kettő nagyon közel van egymáshoz. A középvonal kiegyenesítése után a profil szimmetrikus vonalát egy függvénnyel próbálták leírni, amelyben a szelvényhossz mentén az x koordináta a független változó, és a szelvény y koordinátája a következő, a t maximális vastagságot konstans értéként tartalmazó ötöd-rendű polinommal számolható ki.

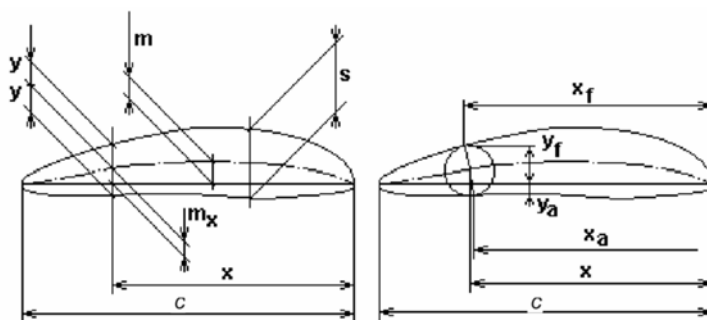
$$y = 5t (0,2969x^{0,5} - 0,1260x - 0,3516x^2 + 0,2843x^3 - 0,1015x^4)$$

A szelvény középvonalát magát a következő két parabolával közelítették meg. Az első a maximális íveltség helyétől a belépő-él felé, a második a kilépő-él felé eső ordinátákat adja meg, mindkettőben a szelvényhossz mentén mért x a független változó, az m maximális íveltség és az annak helyét meghatározó p érték állandóként van figyelembe véve.

$$y = mp^{-2}(2px - x^2) \qquad y = m(1 - p)^{-2}[(1 - 2p) + 2px - x^2]$$

A sorozatcsavaroknál ma már a *NACA* számozást követik a szárnyszelvények meghatározásánál. Az első számjegy a maximális íveltség mérőszáma a szelvényhossz százalékában, a második a legnagyobb íveltség helye a belépő-éltől mérve a szelvényhossz százalékának egytizedében. A harmadik és negyedik számjegy a maximális vastagságot adja meg a szelvényhossz százalékában. Például: *NACA 6612* azt jelenti, hogy a profil vonala a *NACA elosztást* követi, a szelvény középvonalának maximális íveltsége 6%, a legnagyobb íveltség helye a belépő-éltől a szelvényhossz 60%-ánál van, és a szelvény legnagyobb vastagsága a szelvényhossz 12%-a. Az utóbbi évtizedek során a szelvény megjelölésénél csak két szám használatos, mivel a csavar méretezése során a vastagságot a szilárdsági számítás határozza meg.

A szárnymetszetek mérettáblázatában a következő ábrán jelölt értékek vannak felsorolva.



4.3.2.2.3.4 ábra A sorozatsavak szárnyszelvényének jellemző méretei

A szelvény s illetve t maximális vastagsága, mint említettük, vagy a szelvény számából, vagy a

csavarszárny szilárdsági méretezéséből adódik ki.

A NACA profilok szerkesztésének szabályos módját a jobboldali ábra mutatja. Ennek megfelelően mind a felső, mind az alsó körvonálnak az x értékhez tartozó abszcissa értéke (x_f illetve x_a) eltér az x -től. A NACA 2312 szárnyszelvény táblázata például a következő értékeket tartalmazza a szelvényhossz százalékában.

x	0,00	0,10	0,30	0,50	0,80	1,25	2,50	5,00	7,50	10,00	15,00	20,00	25,00	30,00
x_f	0,00	-0,06	0,03	0,16	0,39	0,76	1,92	4,43	7,05	9,71	15,00	20,13	30,13	30,13
y_f	0,00	0,56	1,00	1,32	1,71	2,19	3,21	4,66	5,67	6,37	7,18	7,50	7,60	7,55
x_a	0,00	0,26	0,57	0,84	1,21	1,74	3,08	5,57	7,95	10,29	15,00	19,87	24,87	29,87
y_a	0,00	-0,50	-0,82	-1,02	-1,24	-1,47	-1,88	-2,35	-2,68	-2,97	-3,51	-3,97	-4,28	-4,45

x	35,00	40,00	50,00	60,00	70,00	80,00	90,00	95,00	100,00
x_f	35,13	40,13	50,12	60,10	70,08	80,06	90,03	95,02	100,00
y_f	7,38	7,13	6,40	5,45	4,33	3,06	1,67	0,92	0,13
x_a	34,87	39,87	49,88	59,90	69,92	79,94	89,97	94,98	100,00
y_a	-4,51	-4,48	-4,19	-3,68	-3,00	-2,18	-1,23	-0,70	-0,13

A hajócsavar optimális örvényelosztás szerinti tervezésénél az egyes r sugarakhoz tartozó szárnyszelvények méreteit a számítás eredményeiként kapjuk meg.

4.3.2.2.4 A hajócsavar üzeme, jelleggörbéi

A hajó V_s sebességgel halad, a sodortényező hatásaként a hajócsavar helyén a víz haladásirányú sebessége (a csavarkör felületére átlagolva) V_A .

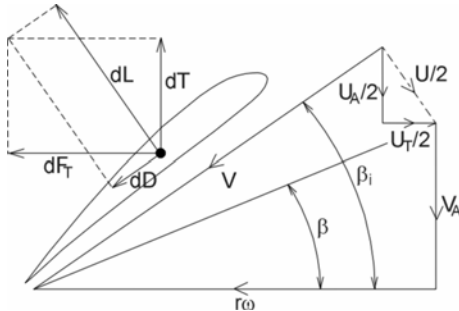
Az n fordulatszámmal forgó hajócsavar emelkedése P . Amennyiben a vízben a hajócsavar csavarorsóként mozogná, nP utat tenne meg időegység alatt, amelynek meg kellene egyeznie a V_A sebesség értékével.

Mivel ez nem igaz, létezik egy *szlip* (megcsúszás, elmaradás) érték, amelyet a következőképpen fejezhetünk ki: $s = V_A/nP$.

(Amikor a hajócsavarral kapcsolatos ismeretek még nem voltak megalapozottak, a szlip létezésével hozták összefüggésbe a hatásfokot, vagyis azt állították, hogy $\eta = 1 - s$.)

A szlip értéke a hajó haladási sebességétől és a hajócsavar terhelésétől függően tág határok között változik, értéke 0,01 és 0,6 között lehet.

A hajócsavar szárnyán (amelyet egy r sugárnál érvényes szárnymetszettel szemléltetünk) forgás közben erők ébrednek, amelyek a szárnymetszet húrján (a húr irányában érkező áramlás nem kelt felhajtóerőt) fekvő támadáspontba felrajzolva a következő ábra szerint szemléltethetők.



4.3.2.2.4.1 ábra A hajócsavar szárnyprofil erő- és sebességviszonyai

A vízáramlás sebesség-összetevőit is ábrázoltuk, a nyilak a víz sebességének összetevőire vonatkoznak (ezért fordított a hajócsavar sebességének értelme a hajócsavar forgásirányához képest).

A hajócsavar forgása következtében a hajó V_S sebességgel halad, a hajócsavar helyén V_A haladásirányú vízsebesség alakul ki, a csavar működésének hatására a víz sebessége további U értékkel növekszik, ennek fele a hajócsavar síkja előtt alakul ki. Az U sebesség haladásirányú összetevője U_A . Az U sebesség forgásirányú komponense U_T , amely a forgási hatásfokban vehető figyelembe. A csavar szárnyelemén ébredő erők:

- dL - felhajtóerő elem
- dD - ellenálláserő elem (ideális)
- dR - a két erőelem eredője (az ábrán nincs jelölve)
- dT - tolóerő elem
- dF_T - kerületi erő elem (a csavar meghajtásához ezt kell legyőzni)

Az elemi toló- és kerületi erő: $dT = \rho dV U_A$ és $dF_T = \rho dV U_T$, ahol dV a mozgásba hozott elemi víztérfogat.

Ezzel az ideális hatásfok a következő képlettel fejezhető ki:

$$\eta_{0i} = dTV_A / (dF_T r \omega) = \rho dV U_A V_A / (\rho dV U_T r \omega) = U_A V_A / (U_T r \omega)$$

A β_i szögre a következő két összefüggést írhatjuk fel:

$$U_A / U_T = \cotg \beta_i = (r \omega - (U_T / 2)) / (V_A + (U_A / 2))$$

Ezzel az ideális hatásfok képlete az alábbiak szerint alakítható át:

$$\eta_{0i} = (U_A / U_T) (V_A / r \omega) = ((r \omega - U_T / 2) / r \omega) (V_A / (V_A + U_T / 2))$$

A szorzat első tényezője a víz forgásba hozásához szükséges energiaveszteség miatt érvényes 85-90%-os hatásfokot mutatja, a második tényező pedig a forgás nélkül érvényes ideális összetevő.

A propeller helyén mérhető V_A sebesség, a hajócsavar n fordulatszáma és a csavar T tolóereje között a kapcsolatot a *hajócsavar nyíltvízi tolóerő-jelleggörbéje* ábrázolja, ahol a független változó a fordulatszám, a függő változó a tolóerő, a sebesség pedig az egyes görbék paramétere. Álló helyzetben ($V_A = 0$) a görbe megközelítően másodfokú parabola, amelynek az origóban vízszintes érintőjű inflexiós pontja van. A negatív fordulatszámértékekhez negatív tolóerő tartozik (hátramenet), a hajócsavar geometriájától függően az előre- és a hátrameneti szakasz eltérő paraméterekkel rendelkezik.

Ugyanilyen görbesereg rajzolható a Q nyomatékra is.

A jelleggörbék adatainak meghatározásánál a csavart egyetlen szárnymetszettel (általában $r = 0,7R$) helyettesítjük. A tolóerő- és nyomatékértékek a profil megfűvási szögétől függenek. Adott sebességnél a maximális tolóerő (legkedvezőbb hatásfokú üzemiállapot) akkor jön létre, ha a *szárnymetszethez megrajzolható sebességi háromszög* (ld. 4.3.2.2.4.1 ábra) β_i szöge a szárnymetszet húrját jelöli ki ($\beta_i = \varphi$). A β szög a V_A sebesség és a szelvény kerületi sebessége közötti kapcsolatot jelzi.

Álló helyzetben $V_A = 0$. A sebességi háromszögben ($r\omega$, V_A) a haladási irányú befogó hossza nulla, csak a kerületi sebesség marad meg. Minden olyan esetben, amikor a paraméter nem nulla ($V_A \neq 0$), a sebességi háromszögek a következő táblázat szerint alakulnak.

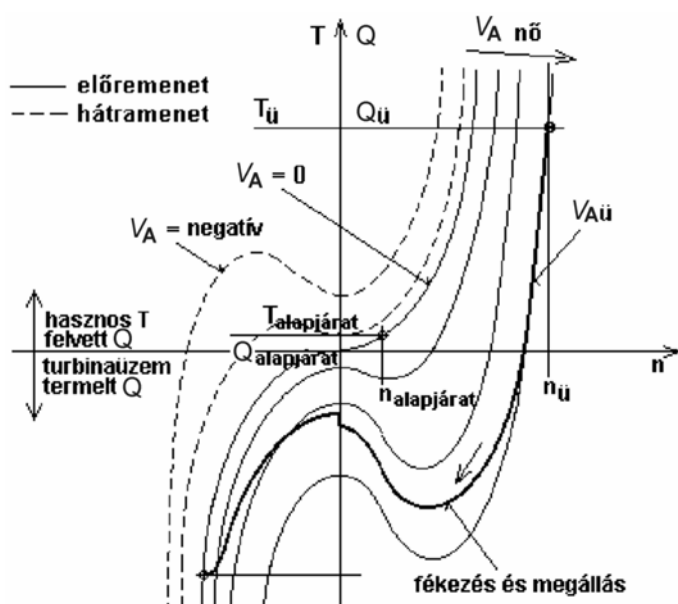
Üzemi ford.sz. $n_{\bar{u}}/x$	Sebességi háromszög	Üzemállapot (előremenet)
0		A hajócsavart teljes egészében a víz hajtja meg
$n_{\bar{u}}/8$		A hajócsavart nagyobb arányban a víz hajtja meg, de a motor is ad nyomatékot
$n_{\bar{u}}/4$		A hajócsavart a motor hajtja, de a víz is segít
$n_{\bar{u}}/2$		A hajócsavar hajtása szinte kizárólag a motornak köszönhető
$3n_{\bar{u}}/4$		A hajócsavart a motor hajtja, a β_i szög kisebb az optimális értéknél
$7n_{\bar{u}}/8$		A hajócsavart a motor hajtja, a β_i szög megközelíti az optimális értéket
$n_{\bar{u}}$		A hajócsavart a motor hajtja, a β_i szög értéke optimális

A felrajzolt háromszögekből látható, hogy a táblázat az előremeneti fordulatszám-tartományokra készült, és viszonylag kis haladási sebesség van figyelembe véve. Nagyobb hajósebességnél (pl. a motort leállítják és utána újraindítják) a fordulatszám

tartomány nagy részében *turbina-üzemmód* áll fenn, vagyis a hajócsavart a víz hajtja meg mindaddig, amíg a megfújási szög le nem csökken annyira, hogy a hajócsavar hajtása többletenergiát igényel a motortól.

Az előző táblázat kiegészíthető (a meglevő sorok felett) olyan fordulatszám-értékekkel, amikor a hajó előremenetben halad, de a mozgás lassítása érdekében a motor forgásiránya hátramenetnek felel meg. Abban az esetben a sebességi háromszögek a haladási sebességvektor jobboldalára kerülnek, és a hajócsavar szárnyszelvényének hátoldalából lesz a toló-oldal és megfordítva. A hatásfok romlása jelentős. A tolóerő értékek a tervezett üzemállapothoz képest felére csökkennek.

A *tolóerő- és nyomaték-jelleggörbe* a következő ábrán látható.



4.3.2.2.4.2 ábra A hajócsavar tolóerő- illetve nyomaték jelleggörbéi

A tolóerőre és a nyomatékra külön rajzoljuk meg a jelleggörbét, mivel azonban a két jelleggörbe görbeserege nagyon hasonló, ezért itt mind a tolóerőt, mind a nyomatékot feltüntettük a függő változó tengelyén.

A tolóerő pozitív értéke azt jelzi, hogy a hajócsavar tolóerőt hoz létre, vagyis nyomatékot vesz fel. A negatív érték a hajócsavar turbinaüzemére utal, amikor a víz hajtja meg a csavart és

tengelyfék nélkül a főgépet is. Amikor a tolóerő a nulla értéket eléri, a nyomaték még nem egyenlő nullával, a csavar forgatásához még nyomaték szükséges.

A hajó elindulásakor a $V_A = 0$ görbén a főgép alapjáratú fordulatszáma jelöli ki az üzemi pontot. Ebből a pontból kiindulva a hajó felgyorsulása során a csavar az üzemi sebesség paraméterű görbén éri el az üzemi fordulatszámhoz tartozó üzemi jellemzőket.

Megállásnál a fordulatszám csökkenése azt eredményezi, hogy a hajó lassul, ezért az $n = 0$ fordulatszám egy kisebb sebességnél áll be. A főgép újraindítása hátramenetben időbe telik, ezalatt is lassul a hajó, ezért a függőleges tengelyen mozdul el az állapotváltozás pontja. A csavar hátramenete a hajót a $V_A = 0$ görbére vezeti vissza, ahol az előremeneti üzemi tolóerőnél sokkal kisebb ellenkező értelmű tolóerő alakul ki, megközelítően a főgép üzemi fordulatszámánál.

A hajó és a hajócsavar együttes jelleggörbéi

A hajó és a hajócsavar kölcsönhatását az *együttes jelleggörbék* mutatják be. Ebben az esetben a hajó sebessége (illetve a propeller helyén mérhető haladásirányú sebesség) nem paraméterként van jelen, hanem független változóként. A hajócsavar valamennyi jellemzőjét a sebesség függvényében külön görbén ábrázoljuk.

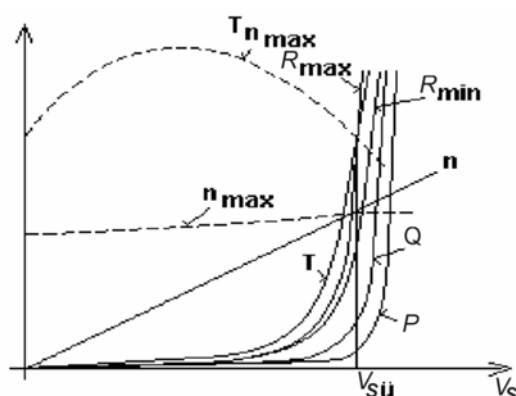
Önjáró hajó. A hajó ellenállása a hajósebesség függvényében ábrázolva olyan hatványgörbe alakját veszi fel, amely kisebb sebességeknél kis meredekségű, egy kritikus sebesség felett azonban hirtelen meredekké válik, és emiatt a sebesség további növelése gazdaságtalan. (A hajótest ellenállását a 2.2 fejezet tárgyalja.) A hajó ellenállása a hullámképző ellenállásból, a folyadéksúrlódásból és az örvényképző ellenállásból áll, alapvetően a hajótest teltségétől, főborda-metszetének alakjától és számos más tényezőtől, pl. a hajó terhelésétől függ. A hatványfüggvény kitevője 2 és 3 között van.

Önjáró hajó hajócsavarja a hajó üzemi sebességére van tervezve, hatásfoka és ezzel együtt tolóereje a nagyobb sebességtartományban érvényesül. A tolóerő-görbe és az érvényes ellenállásgörbe metszéspontja jelöli ki a hajó üzemi sebességét.

A hajócsavar fordulatszáma a hajó sebességével megközelítően egyenesen arányos (pl. a főgépet a névleges fordulatszám felével járattva az üzemi sebességnek kb. a felét lehet elérni), a folyamatos vonallal rajzolt T görbe és a R_{\min} , R_{\max} , Q és P görbe ennek megfelelően értelmezhető.

A tolóerő másod-harmadrendű, a motornyomaték harmadrendű, a teljesítmény negyedrendű függvényként jelenik meg.

A következő ábra mutatja az önjáró hajó jelleggörbéjét.



4.3.2.2.4.3 ábra Önjáró hajó és hajócsavar együttes jelleggörbéje

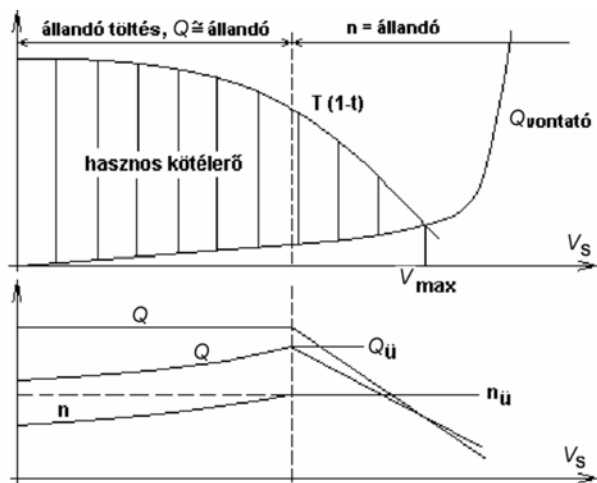
Az ábrán szaggatott vonallal van jelölve a propulziós főgép fordulatszáma (a főgép 100%-os töltésénél) a hajó elindulásától az üzemi hajósebesség eléréséig. A helyesen méretezett hajócsavar a főgépről az üzemi sebesség alatti tartományban akkora nyomatékot venne fel, hogy a főgép nem tud a névleges fordulatszámra felgyorsulni.

Ebben a tartományban azonban a tolóerő görbe a legkedvezőbb terhelési, stb. paraméterekhez tartozó R_{\min} illetve a legkedvezőtlenebb R_{\max} görbe felett halad, tehát a hajó képes növelni a sebességet. A sebesség növekedésével a csavar fordulatszáma nő, mivel a hajócsavar kevésbé terheli túl a főgépet. Az üzemi sebességnél a főgép eléri a névleges fordulatszámot. A szaggatott vonallal ábrázolt tolóerő-görbe ennek a fordulatszámnak felel meg.

Vontató- illetve tolóhajó. A más vízi-járművek mozgatására szolgáló hajók propulziós berendezése sokkal nagyobb teljesítményre képes, mint amire a hajó mozgatásához szükség lenne. A vontatóhajók a géperővel nem rendelkező uszályokat vagy egyéb úszóműveket (úszódaruk, fűrotornyok, stb.) maguk után vontatják kötéllel, amelyet a vontatócsörlő segítségével lehet behúzni vagy kiengedni. A vontatókötélnek a hajócsavar legnagyobb tolóerejét (az állópróbai tolóerőt) is el kell viselnie. A tolóhajók a hajócsavar tolóereje szempontjából nem különböznek a vontatóktól.

A hajócsavar vagy hajócsavarok által létrehozott $T(1-t)$ hasznos tolóerő a vontatót önjáróként legfeljebb V_{\max} sebességgel képes hajtani. Ennél a sebességnél a vontató ellenállása megegyezik a hajócsavar hasznos tolóerejével. A tervezett vontatási sebesség ennél kisebb, ahol még a vontató jelentős hasznos kötelerőt tud átadni a vontatott uszályoknak azok ellenállásának legyőzéséhez.

Vontatóhajó jelleggörbéje látható a következő ábrán.



4.3.2.2.4.4 ábra Vontatóhajó és hajócsavar együttes jelleggörbéje

A hajócsavart erre a sebességre tervezik, annak paraméterei biztosítják, hogy a főgép fel tudjon gyorsulni névleges fordulatszámára. A motor nyomatéka ennél kisebb sebességnél állandó (a beállított 100% töltés biztosítja), felette viszont csökken, mert a fordulatszám-szabályozó a fordulatszámot nem engedi a névleges érték fölé emelkedni. A főgép csak a

tervezett vontatási sebességnél működik névleges teljesítményen, mivel ebben a pontban a fordulatszám és a nyomaték egyaránt névleges értékű. A vontatási sebesség felett a főgép teljesítménye csökken.

A $V_s = 0$ értéken (állópróbai üzemi állapot) a motor fordulatszáma 15-20%-kal alacsonyabb lehet a névleges értéknél.

A folyami vontatóknak korlátozott vízmélységű hajózó úton is kell közlekedniük. A hajótest alakjának befolyása miatt a tolóerő görbe lapos, leszálló szakasza igen meredek. Ugyanakkor a vontatóhajó ellenállásgörbéje a kritikus sebesség felett nagy meredekséggel emelkedik. Ez a két tényező együtt azt eredményezi, hogy a legkedvezőbb vontatási sebesség és a legnagyobb önjárati sebesség közelebb kerül egymáshoz, és értékük alig változik.

A Kort-gyűrű a görbék meredekségét befolyásolja. Gyűrűben dolgozó hajócsavar jelleggörbéjénél a kisebb hajósebességek tartományában (állandó nyomatéknál) kisebb mértékű a fordulatszám és a teljesítmény változása. Emiatt a Kort-gyűrű kedvezően egyenlíti ki a folyami vontatóknál jelentkező tendenciákat.

Az jelleggörbék alakját meghatározó paraméterek optimális megválasztását *állítható szárnyú hajócsavarral* lehet megoldani. A tolóerő görbe állópróbai értéke megnő a merevszárnyú csavarokhoz képest, mert a csavarszárnyak emelkedésének csökkentésével elérhető, hogy a csavar állópróbai viszonyok között is névleges fordulatszámon tudjon üzemelni, ezzel a főgép teljes teljesítményét le tudja adni. A hajó önjáróként is optimális csavarral rendelkezhet, mindössze az emelkedést kell olyan értékre megnövelni, hogy a csavar hajtásához szükséges nyomaték az üzemi értéken

legyen, azaz a főgép névleges fordulatszámát ne a fordulatszám-szabályzónak kelljen beállítania, hanem a motor a teljes teljesítményt le tudja adni.

Ez természetesen az ideális állapot lenne. Az állítható szárnyú hajócsavarnak azonban nemcsak az előállítás költségesebb a merevszárnyú csavarénál, hanem két okból a propulziós hatásfok is alacsonyabb:

1. nagyobb átmérőjű csavaragyra van szükség a szárnyak beállítását szabályozó mechanikus szerkezet elhelyezéséhez, ami a hasznos szárnyfelület csökkenését eredményezi;
2. a szárnyak elforgatásával lényegében a csavar emelkedése nem a csavar szárnymetszetein kialakuló áramlás szempontjából lesz optimális, hanem a csavar által felvett nyomaték oldaláról, vagyis a felvett nyomaték a főgép névleges nyomatékával fog megegyezni; így nem a teljes szárny minden egyes profilja kerül olyan optimális helyzetbe, hogy a megfúvási szög a legnagyobb felhajtóerőt és a legkisebb ellenállásérték eredményezze az adott profilnál, hanem a szárnyalkotó mentén egyetlen profil lesz abszolút optimális szögbe beállítva, a többinél vagy kisebb, vagy nagyobb lesz a megfúvási szög, mint ami ott a legkedvezőbb értéket jelenti; a hajócsavar propulziós hatásfoka emiatt kisebb, mint az adott sebességre méretezett merevszárnyú csavarnál.

A hajócsavar nyíltvízi jelleggörbéi dimenzió nélküli mennyiségekkel

A hajócsavarokkal végzett modellkísérleteknél (4.3.2.3 fejezet) részletesebben foglalkozunk a hasonlósággal, itt mindössze a az egyes mennyiségekre vonatkozó *dimenzió nélküli tényezők* fogalmát szeretnénk bevezetni. Ezek a tényezők megkönnyítik a modellkísérleteknél használt sorozatcsavarok mérési eredményeinek felhasználását a hajón valóságos viszonyok között üzemelő hajócsavarok tervezésénél.

A dimenzió nélküli paraméterek megalkotásához a következő gondolatmenetet követjük. A T tolóerő és a Q nyomaték fizikai mennyiségek függvényeként írhatók fel:

	$T \approx f_1(\rho, D, V, g, n, p, \mu)$	
	$Q \approx f_2(\rho, D, V, g, n, p, \mu)$	
ahol	T	tolóerő
	Q	nyomaték
	D	átmérő
	V	sebesség
	n	fordulatszám
	ρ	közeg sűrűsége
	μ	közeg viszkozitása
	g	gravitációs gyorsulás
	p	nyomás
		tömeg • hossz / idő ²
		tömeg • hossz ² / idő ²
		hossz
		hossz / idő
		1 / idő
		tömeg / hossz ³
		tömeg / hossz • idő
		hossz / idő ²
		tömeg / hossz • idő ²

A tolóerő függvényét a következőnek tételezzük fel:

$$T = f(\rho^a \cdot D^b \cdot V^c \cdot g^d \cdot n^e \cdot p^f \cdot \mu^g)$$

a megfelelő dimenziók (mértékegységek) behelyettesítésével:

$$\text{tömeg} \times \text{hossz}/\text{idő}^2 = (\text{tömeg}/\text{hossz}^3)^a \times \text{hossz}^b \times (\text{hossz}/\text{idő})^c \times (\text{hossz}/\text{idő}^2)^d \times (1/\text{idő})^e \times (\text{tömeg}/(\text{hossz} \times \text{idő}^2))^f \times (\text{tömeg}/(\text{hossz} \times \text{idő}))^g$$

A hatványkitevők meghatározásához a következő egyenletek állíthatók fel:

tömeg:	$1 = a + f + g$	azaz	$a = 1 - f - g$
hossz:	$1 = -3a + b + c + d - f - g$	azaz	$b = 1 + 3a - c - d + f + g$
idő:	$-2 = -c - 2d - e - 2f - g$	azaz	$c = 2 - 2d - e - 2f - g$

Az a és c behelyettesítésével b a következőképpen alakul:

$$b = 2 + d + e - g$$

További behelyettesítésekkel és átrendezéssel a tolóerő:

$$T = \rho D^2 V^2 \cdot f\{(gD/V^2)^d \cdot (nD/V)^e \cdot (p/\rho V^2)^f \cdot (v/VD)^g\}$$

ahol $v = \mu/\rho$ a közeg kinematikus viszkozitása.

A dimenzió nélküli tolóerő-tényező:

$$C_T = T/(0,5\rho D^2 V^2) = f\{gD/V^2, nD/V, p/\rho V^2, v/VD\}$$

Hasonló módon a nyomatéktényezőt is meg lehet határozni:

$$C_Q = Q/(0,5\rho D^3 V^2) = f\{gD/V^2, nD/V, p/\rho V^2, v/VD\}$$

A tolóerő- és nyomatéktényező érzékeny a V sebesség értékeire, ha a sebesség nagyon kicsi, mindkét tényező nagyon nagy értékű. Ennek elkerülése érdekében a V sebesség helyett a sebességértékű nD mennyiséget használjuk. Ezzel eljutottunk a nemzetközi modellkísérleti intézetek konferenciájának (ITTC) jelképei között szereplő tényezőkhöz:

$K_T = T/(\rho n^2 D^4)$	<i>tolóerő-tényező</i>
$K_Q = Q/\rho n^2 D^5$	<i>nyomaték-tényező</i>
$J = V/nD$	<i>sebesség-tényező</i>

A modellkísérleteknél használatos a hajócsavar *kavitációs száma* is:

$$\sigma = p/\rho V^2 \quad \text{ahol } p \text{ az adott kritikus ponton mérhető hidrosztatikus nyomás}$$

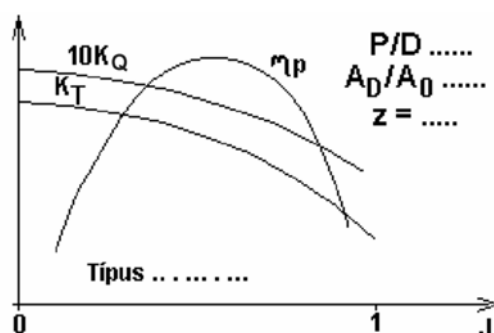
A *propulziós hatásfok* a korábban (4.3.1 fejezet) már meghatározott összefüggéssel:

$$\eta_0 = EHP/SHP = TV_A/(Q\omega)$$

A $Q\omega$ helyett a $2\pi nQ$ kifejezés használatával:

$$\begin{aligned}\eta_0 &= EHP/SHP = TV_A/(2\pi nQ) = K_T \rho n^2 D^4 V_A / (2\pi K_Q \rho n^2 D^5 n) = \\ &= K_T / (2\pi) (V_A / nD) (1/K_Q) = K_T J / 2\pi K_Q\end{aligned}$$

A hajócsavarra a J sebességtényező függvényében felrajzolt K_T tolóerő- és K_Q nyomaték-tényező, valamint az η_0 propulziós nyíltvízi hatásfok a következő ábra szerint alakul. A nyomaték-tényező a tolóerő-tényezőhöz képest egy nagyságrenddel kisebb, ezért a jelleggörbén a $10K_Q$ van ábrázolva.



4.3.2.2.4.5 ábra Adott felület- és emelkedésvizonyú ill. szárnyszámú csavar jelleggörbéje

A csavarsorozatokra elvégzett modellkísérleteknél számos paramétert választanak ki és párosítanak össze. Ezek mindegyikére elvégzik a kísérletet, és a kapott görbék ugyan hasonlóak, de elhelyezkedésükben követhető különbségek vannak. A legkedvezőbb paraméterekkel bíró hajócsavar kiválasztása az összes paraméter-párosítás számbavétele alapján történhet optimum-kereséssel.

A diagram négy azonosítót és három görbét tartalmaz. Az azonosítók:

- típus, pl. B vagy K,
- emelkedésvizony P/D , pl. 0,80 vagyis 80%,
- nyújtott felületviszony A_D/A_0 , pl. 1,00 vagyis 100%,
- szárnyak száma z , pl. 3.

A görbékről már volt szó, ezek K_T , $10K_Q$ és η_0 . A propulziós hatásfok görbéje az origó és a J tengely 1,00 értéke mint végpontok felé mutat, de a végpontok környezetében nem lehetséges a kísérletek elvégzése.

A hajócsavar modellkísérletek és a hajócsavar-méretezés tárgyalásánál ezek a diagramok képezik a kiinduló pontot.

4.3.2.3 Modellkísérletek

A 2.2.1 fejezet, amely a hajók ellenállásának meghatározását célzó modellkísérleteket tárgyalja, részletesen ismerteti a modellkísérletek feltételeit. Bár a hajó ellenállása és a hajócsavar üzemi jellemzői jelentősen eltérnek egymástól, az ott szereplő feltételek a *hajócsavar modellkísérletekre* is mind érvényesek.

A hasonlósági törvények

A hajócsavar üzemi jellemzőinek meghatározása gyakorlatilag kivitelezhetetlen a fizikai nehézségek és a felmerülő költségek miatt, ezért modellkísérleteket kell végezni, hogy a hajócsavar modell paramétereit különböző sebesség- és fordulatszám értékeknél megmérjük, majd a mért tolóerő- és nyomatékértékeket át kell számítani a teljes léptékű hajócsavarra a modellkísérleti feltételeknek megfelelő sebesség- és fordulatszám viszonyokra. Egy használható *modellkísérlet-sorozat*ot csak úgy lehet elvégezni és kiértékelni, ha képesek vagyunk „átkonvertálni” a méreteket, sebességeket és erőket, amelyeket a modellen mértünk, a teljes méretű hajócsavar ezzel egyenértékű méreteire, sebességeire és erőire.

Komplett fizikai egyenlőség

A modell és a hajó közötti átszámítási szabályok, azaz a *hasonlósági törvények* megalkotásának fő elve az volt, hogy a méretek elemzését olyan funkcionális kapcsolattá dolgozzák át, amely az összes változót tekintetbe veszi, amelyektől a modell vagy a hajó ellenállása függ. Ugyanez érvényes a modell-léptékű és a teljes méretű hajócsavar kapcsolatára is. A modell-hajó analógia alapján a következő következtetésre juthatunk a „komplett fizikai egyenlőség” elve alapján a hajócsavarok esetében. A tapasztalat szerint a hajócsavar tolóereje és felvett nyomatéka függ a következőktől:

- a hajócsavar átmérője hossza (D)
- a hajócsavar helyén a víz sebessége (V)
- a hajócsavar fordulatszáma (n)
- a víz sűrűsége (ρ)
- a víz kinematikai viszkozitása (ν)
- a gravitációs gyorsulás (g)
- a hajócsavar paramétereit (P emelkedés, A_E/A_0 ill. A_D/A_0 felületviszony, z szárnyszám, stb.)

A kinematikai viszkozitás (ν) helyett az abszolút vagy dinamikai viszkozitás (μ) behelyettesítésével és a rendkívül nagy sebességeknél fellépő kavitáció figyelembe vételével (a hajócsavar paramétereit jelenleg figyelmen kívül hagyhatjuk) a fizikai egyenlőséget a következő alakban írhatjuk fel:

$$T = f(D, V, n, \rho, \nu, g) \qquad Q = f(D, V, n, \rho, \nu, g)$$

ahol T és Q a hajócsavar vagy modell tolóereje illetve felvett nyomatéka. Ez az egyenlőség az ellenálláshoz hasonlóan itt sem mutatja meg, milyen módon hatnak az egyenlet jobb oldalán levő változók a számított mennyiségre, csak azt állapítja meg,

hogyan az a kísérlet során azoknak a mennyiségeknek a függvénye, amelyek az egyenlet jobb oldalán vannak felsorolva. Más megfogalmazásban a komplett fizikai egyenlőség feltételezi, hogy bármelyik független változó (az egyenlet jobboldala) értékében beálló változás magával fogja hozni a T vagy Q függő változó értékének megváltozását. Nincs értelme ugyanazt a gondolatmenetet ismét kifejtetni, amit az ellenállás esetében már láttunk, ezért csak a konvenciót érdemes összefoglalni, amely szerint a modellkísérleteknél dolgozhatunk.

A hajócsavar modellkísérleteket nyíltvízi körülmények között végezték el, ahol a hajótest hatása nem volt jelen, azonban a korábban már megismert tényezők (w , t , stb.) figyelembe vételével ezeknek az eredményeiket a hajótest mögött dolgozó hajócsavarra át lehet számítani.

Számos olyan modellkísérletet végeztek, ahol a paraméterek szisztematikus változtatásával állították össze a sorozatot, és ennek segítségével megállapíthatták az összefüggéseket. Ezeket később látni fogjuk.

Az elvégzett sorozatméréseknél az eredmények kiértékeléséhez valamilyen dimenzió nélküli tényezőket használtak.

A táblázatba vagy diagramokba foglalt eredmények alapján egy adott feladatnál ki lehet választani a körülményeknek legjobban megfelelő hajócsavar paramétereit, és annak alapján az adott hajócsavart meg lehet tervezni.

A legismertebb és leggyakrabban használt sorozatmodell eredményeket a holland wageningeni modellkísérleti intézet publikálta az 1950-es és 60-as években végzett sorozatmérései alapján. Ezeknél a sebesség, tolóerő és nyomaték az alábbi három dimenzió nélküli tényezővel azonosítható, ahol a mértékegység metrikus rendszerben van.

$$\begin{array}{ll} K_T = T/(\rho n^2 D^4) & \text{tolóerő-tényező} \\ K_Q = Q/\rho n^2 D^5 & \text{nyomaték-tényező} \\ J = V/nD & \text{sebesség-tényező} \end{array}$$

4.3.2.3.1 Hajócsavar modellsorozatokkal végzett kísérletek

A legelső ismert sorozatméréseket *R. E. Froude* angol mérnök végezte a Torquay városban levő *Haslar intézetben* 1904-ben. A modellek átmérője 120 mm volt, eredményei a *kritikus Reynolds szám* küszöb alatt voltak, ezért a hajó méreteire való átszámítás bizonytalan.

Szintén a 20. század elején, 1914 és 1916 között folytatott hasonló méréseket *Dr. Karl Schaffran* német hajótervező. Az ő csavarjai is 120 mm átmérőűek voltak, tehát az ő eredményei is kevésbé megbízhatóak. Két sorozatot állított össze, az A sorozat szárnyformája aszimmetrikus volt, és éles belépőélel rendelkezett, ezek gyors hadihajókhoz alkalmas csavarok voltak. A B sorozat elliptikus szárnyformával és köríves hátoldalú (*körszelet*) *profilokkal* rendelkezett. Az általa vizsgált B sorozatból 2-, 3- és 4-szárnýú változatokat és a 3-szárnýúakból három különböző s/D tengelyen mért szárnyvastagság értékeket alakított ki (B1, B2, B3, B4 és B5), ezeknek a csavarsorozatoknak mindegyike 5 P/D emelkedésvizony értéket foglalt magában 0,6 és

1,5 között, az A_D/A_0 felületviszony szintén öt értékre terjedt ki 0,15 és 0,75 között. Az agyviszony valamennyi csavarnál 1/6 volt. Eredményeihez már szinte lehetetlen hozzáférni jelenleg.

Meg kell említeni *D. W. Taylor* hasonló méréssorozatait is, amelyeket 1900 és 1930 között végzett. Az ő eredményeit később részletesebben látni fogjuk.

Ezeket a méréseket *Karl E. Schoenherr* folytatta ugyanannál az amerikai vontatókísérleti intézetnél. Taylor 8 és 16 hüvelyk (kb. 200 ill. 400 mm) átmérőjű csavarmodellekkel dolgozott, ezek szárnyformája szintén ellipszis volt, a profilok hátoldala körív. Három- és négyszárnyú csavarokkal kísérletezett. Ő vezette be a *közepes szárny szélesség viszony* fogalmát, A_D/A_0 helyett a közepes szárny szélesség és az átmérő hányadosával (c_m/D) dolgozott.

R. W. L. Gawn angol hajótervező is a Haslar intézetben dolgozott 1950-51-ben.

Sorozata 37 db 3-szárnyú hajócsavar modellből állt, amelyek emelkedésviszonya P/D 0,4 és 2,0 között volt, A_D/A_0 felületviszonyuk viszonyuk pedig 0,2 és 1,1 között.

A csavarok átmérője 20 hüvelyk (508 mm) volt. A szárnyprofilok a korábbiakhoz hasonlóan körszeletek voltak. Állandó $s_i/D = 0,06$ szárnyvastagsággal és $d_n/D = 0,2$ agyviszonnyal dolgozott. Kavitációs adatokat nem hoztak nyilvánosságra.

Bár széles körben nem terjedtek el ezek a csavarok a kereskedelmi hajóknál, amennyiben hegesztett hajócsavart akarnak gyártani, ezek a csavarok valósíthatóak meg a legolcsóbban.

Az 1950-es években kezdődtek meg a kísérletek a holland *MARIN intézetben* (ez a mai elnevezése) a manapság legismertebb, és állandó emelkedésű csavarként kis és közepes sebességű kereskedelmi hajóknál világszerte leggyakrabban használt hajócsavar modellekkel. A modellkísérleti intézet *Wageningenben* található.

Ezeknél a hajócsavaroknál áttörést jelentett, hogy a csavarszárny-profilok kiválasztásakor az amerikai *NACA szárnyprofilokat* használták fel.

Az intézet akkori vezetőjéről és a projekt irányítójáról ezeket kezdetben *Troost sorozatoknak* nevezték. Az első méréseket az A és B sorozatokkal végezték. Az A sorozat kisterhelésű csavarokból állt, amelyeket főként hadihajókhoz lehetett felhasználni. A B sorozat a kereskedelmi hajóknál szokásos üzemi viszonyokra való, szárnyformája a szabad vízben fartőke mögött dolgozó hajócsavaroknál szokásos alak. A szárnyprofilok, mint említettük, korszerűek, és teljesítmény paramétereik kiválóak. Összesen mintegy 210 csavarmodellel végeztek méréseket.

A csavarsorozat emelkedésviszonya P/D 0,5 és 1,4 között volt, a szárnyszám z 2 és 7 között. A felületviszonyt A_E/A_0 0,3 és 1,05 között változtatták.

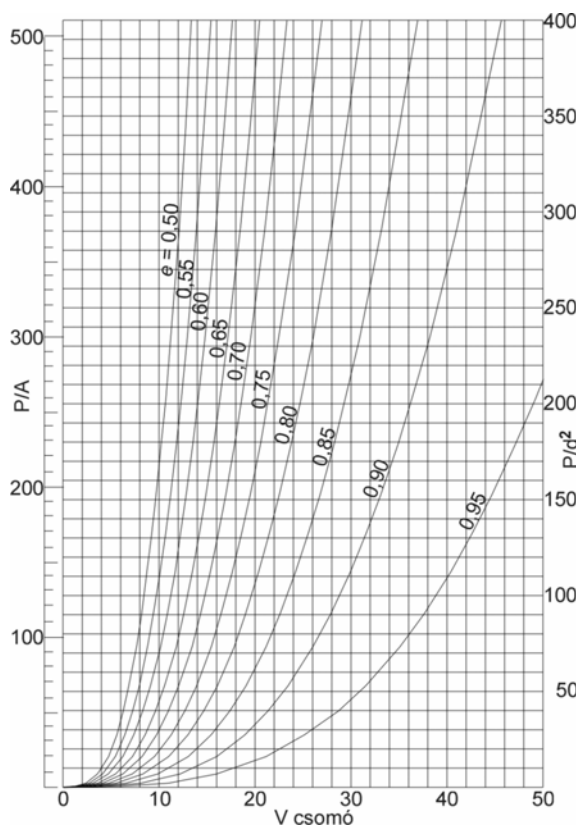
A B sorozat további jellemzői:

- 250 mm átmérő és 0,167 d_n/D agyviszony,
- radiálisan állandó emelkedés a szárny külső szakaszán,
- kis mértékben hátrafelé görbített szárny,
- 15°-ban hátrahajló szárny,
- a szárnyforma csúcsa széles kialakítású,
- a szárny külső részén körszelet szelvények, a belső részen áramvonalas profilok,
- kavitációs méréseket nem végeztek.

Az egyes típusok jelölése: B-z.(A_E/A_0), pl. B sorozatcsavar, 4-szárny és 85% felületviszony B-4.85.

4.3.2.3.1.1 Taylor propulziós kísérletei és azok eredményei

Az ebben a pontban összefoglalt szöveges információk és táblázatok illetve diagramok D. W. Taylor könyvéből valók (ld. bibliográfia), egyes jelölések eltérnek a többi fejezetben alkalmazott szimbólumoktól, a mennyiségek pedig angolszász mértékegységben vannak. A szöveg természetesen rövidített formában szerepel. A szerző a hajótervezés terén legendás alak, aki a washingtoni U. S. Experimental Model Basin modellkísérleti intézetben végezte kutatásait a hajók ellenállásának és propulziójának területén. Az intézet ma az ő nevét viseli. Bár a könyvet első ízben 1910-ben (egy évszázaddal ezelőtt) adták ki, az abban foglalt adatok a hajótervező számára ma is gyakorlati segítséget tudnak adni a hajótest ellenállásának és a szükséges hajócsavar paramétereinek számítása során a kiinduláshoz. A könyv 1932-es második kiadásába került bele a propulzió témája a gyakorlatban használható módon. Az itt következő anyag a könyv harmadik kiadásából való, amelyben a 3- és 4-szárnyú sorozatsavarak eredményei végleges formában szerepelnek.



4.3.2.3.1.1 ábra Ideális hatásfok görbéi V és P/d^2 függvényében

A hajócsavar modellkísérletek kiértékelésének módszerét az *American Towing Tank Conference (ATTC)* átvette és szabványként fogadta el, majd az utód *International Towing Tank Conference (ITTC)*, amely kb. 10 évenként ül össze, és adja ki a modellkísérletekre vonatkozó jegyzőkönyvét, gyakorlatilag nemzetközi alapszabványként fogadta el, azonban a mennyiségek SI mértékegységben vannak. A jelenleg folyó munka ezen a szakterületen Taylortól ered, bár az eltelt közel egy évszázad alatt az eredmények pontossága magasabb szintre emelkedett.

A hasonlósági törvények alkalmazása hajócsavaroknál

A hasonlósági törvények hajócsavaroknál alkalmazható képletei. Amikor a

hasonlóság törvényével foglalkoztunk, kavitációmentes feltételek esetén a következő képlethez jutottunk el: $T = \rho d^2 v^2 \times$ (szlip függvénye), ahol T a tolóerő fontban, ρ a víz sűrűsége, d a hajócsavar átmérője és v a vízáramlás sebessége a hajócsavar helyén. Ha a Q nyomatéből indultunk volna ki, akkor azonban a kapott összefüggésben d^3 szerepelt volna d^2 helyett.

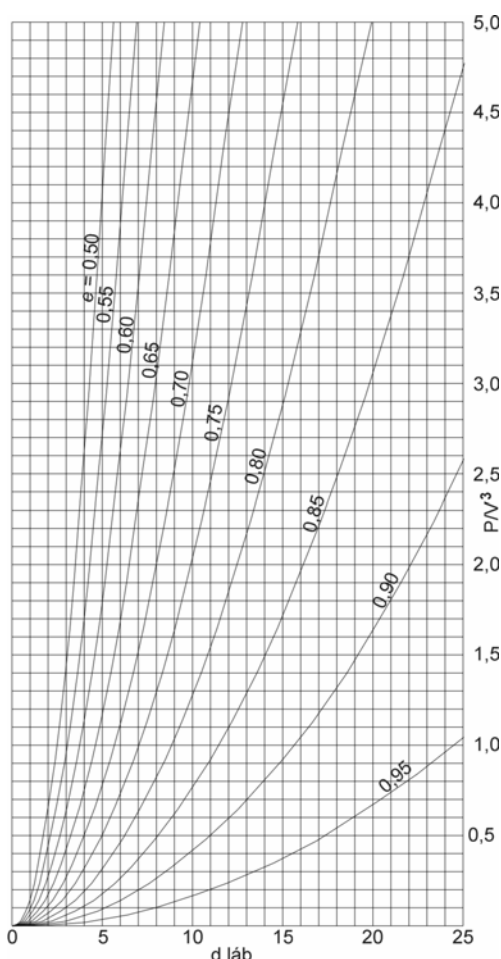
Vizsgáljuk meg ismét a modell és a teljes méretű hajócsavar kapcsolatát kifejező

képleteket a hasonlósági törvények szempontjából.

Vegyünk egy hajócsavart és egy hasonló kisebb hajócsavart illetve modellt. Használjuk a táblázat jelöléseit.

4.3.2.3.1.1.1 táblázat

	Nagyobbik hajócsavar	Kisebbik hajócsavar vagy modell
Átmérő, láb	D	d
Fordulatszám percenként	N	n
Vízsebesség, csomó	V	v
Tolóerő, font	T	t
Nyomaték, font x láb	Q	q
Nyomás a hajócsavaron, font/hüvelyk ²	P_1	p_1
Felvett teljesítmény	P	p



4.3.2.3.1.1.2 ábra Ideális hatásfok görbéi d és P/V^3 függvényében

Ha λ a modell és a teljes léptékű hajócsavar lineáris (geometriai) méreteinek arányát jelenti, a következő összefüggéseket írhatjuk fel.

$$\begin{aligned} D &= \lambda d & N &= n/\sqrt{\lambda} & V &= v\sqrt{\lambda} \\ T &= \lambda^3 t & & & & \\ Q &= \lambda^4 q & P_1 &= \lambda p_1 & P &= \lambda^{3,5} p \end{aligned}$$

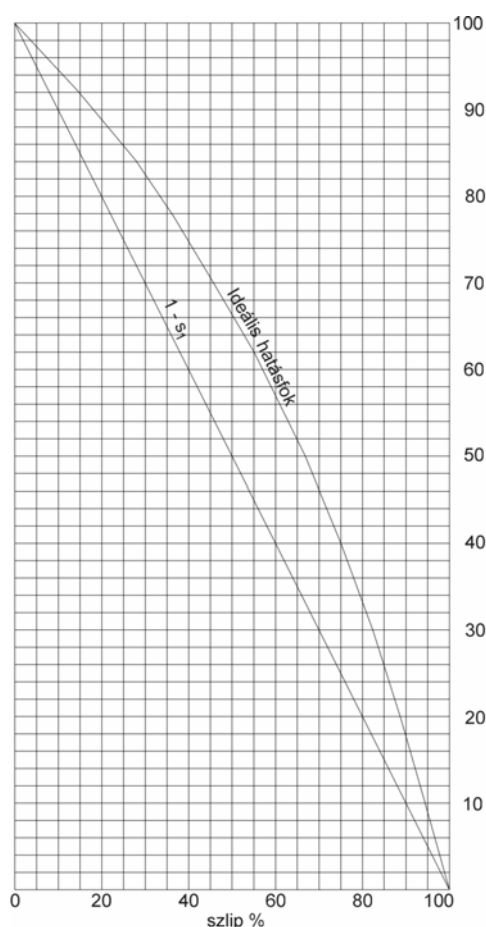
A hasonlósági törvények alkalmazását befolyásoló feltételek.

A hasonlósági törvények teljes alkalmazhatósága megköveteli, hogy a $P_1 = \lambda p_1$ mellett valamennyi nyomásértéknek a geometriai méretarányban kell állnia egymáshoz képest.

A hajócsavar modellre ható nyomás azonban két komponensből tevődik össze – egyik a víznyomás amiatt, hogy a vízfelszín alá van merítve, a másik pedig a légkör nyomása, amely a vízfelületre hat, és amelyet a víz továbbít.

A teljes méretű hajócsavarnál azonban azt találjuk, hogy bár a víz alá merítés

megközelítőleg megvalósítható léptékarányosan, a légköri nyomás azonban nem növelhető, tehát a teljes léptékű hajócsavarnál a modellhez képest ez az összetevő a hasonlósági törvény alapján kívánt értéknek csak $1/\lambda$ -szorosa. Ebből arra lehetne következtetni, hogy a hasonlósági törvény feltételei nincsenek kielégítve, ezért a modellkísérletek a hajócsavarok vizsgálatánál nem megbízhatóak.



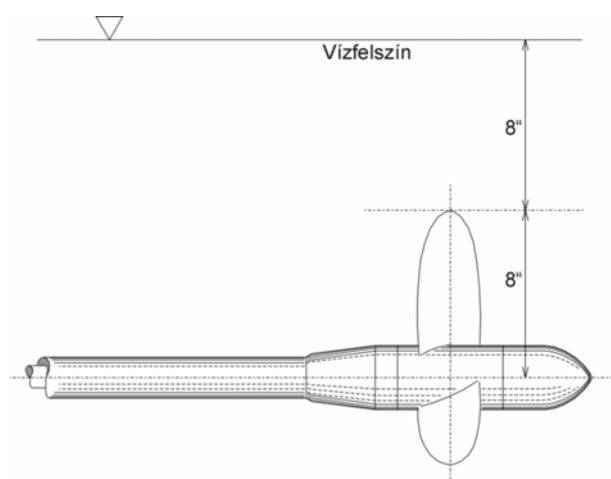
4.3.2.3.1.1.3 ábra Ideális hatásfok e görbéje a szlip s_1 függvényében

Ha azonban jobban meggondoljuk, nyilvánvalóvá válik, hogy a légköri nyomást mind a modell, mind a teljes léptékű csavar esetében a víz közvetíti, amely a modell és a hajócsavar előtt és mögött egyaránt jelen van; mivel pedig az erőket mind a modellenél, mind a hajócsavarnál azok a reakcióerők okozzák, amelyeket a víz mozgása hoz létre, a hasonlósági törvény igenis érvényes, feltéve, hogy a modelleszavar és a hajócsavar körüli vízmozgás hasonló.

Ennek alapján tehát támaszkodhatunk a hasonlósági törvényre, és tervezhetjük a hajócsavarokat a modelleszavaroknál kapott eredmények alapján, ha biztosak lehetünk abban, hogy a modelleszavar és a hajócsavar körüli vízmozgások hasonlóak.

Amíg el nem érjük azokat a sebesség- és tolóerő-tartományokat, amelyeknél a kavitáció jelensége fellép, a modelleszavar és a hajócsavar körüli vízmozgások olyan mértékben hasonlóak, hogy érvényes a hasonlósági

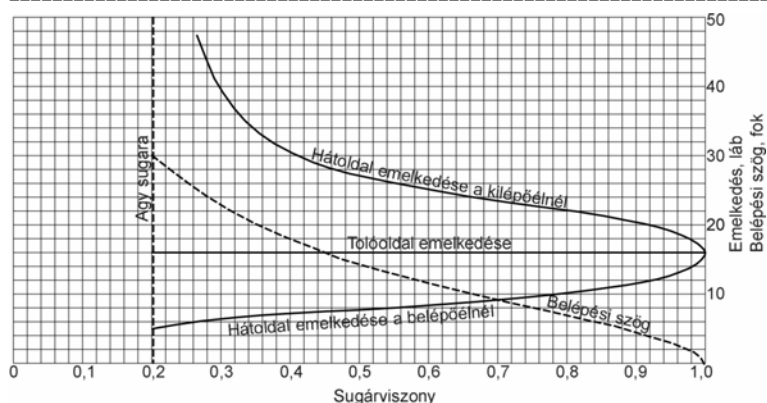
törvény.



4.3.2.3.1.1.4 ábra Modelleszavar helyzete

Amikor a kavitáció jelen van, a hasonlósági törvény érvényét veszti, mivel, amint látni fogjuk a kavitáció tanulmányozásánál, a modelleszavar rendszerint nem kavitál, az abból származó eredmények tehát megbízhatatlan alapot adnak, ha át akarjuk számítani őket a hajócsavarra. A hajócsavarok többségénél azonban a kavitáció jelensége nem jelentkezik

komoly mértékben, vagy egyáltalán nincs jelen, ezeknél a hajócsavaroknál pedig a modellkísérleti eredmények értékes segítséget adnak, mivel nyugodt lelkiismerettel támaszkodhatunk náluk a hasonlósági törvényre.

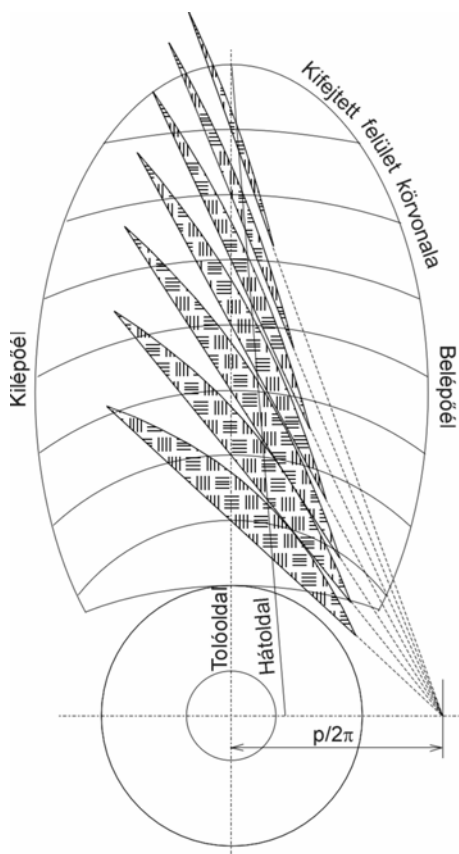


4.3.2.3.1.1.5 ábra Hátoldal emelkedése körszelet szárnyszelvényénél

Igaz, hogy még sohasem végeztek összehasonlítást egy modellcsavar és annak teljes léptékű hajócsavar megfelelőjének mérései között, az U. S.

Experimental Model Basin

által elvégzett kísérletek azonban azt mutatták, hogy kisebb modellcsavaroknál, amelyek átmérője 8 és 24 hüvelyk között volt, a hasonlósági törvény meglehetősen jól érvényesül.



4.3.2.3.1.1.6 ábra Kifejtett felület szelvényei

Amennyiben a hasonlósági törvény érvényes egy adott hajócsavar-formára, amely adott szlippel mozog, a tolóerő és a nyomaték a propeller haladási sebességének négyzetével változik, a geometriai mértékaránynak pedig a tolóerő a négyzetével, a nyomaték a köbével arányos. Azok a kísérletek, amelyeket az U. S.

Experimental Model Basin végzett 1904-ben 16-hüvelykes modellcsavarokkal három és hét csomó közötti sebességeknél, azt mutatták, hogy a kísérlet hibahatárán belül a tolóerő és a nyomaték változása a sebesség függvényében nagyon közel volt a négyzeteshez.

A pontosan elvégzett próbák elemzésében szerzett tapasztalat azt mutatja, hogy amikor kavitáció nincs jelen, azoknál a sebességeknél, ahol a hajó ellenállása a sebesség négyzetével arányosan nő, a szlip gyakorlatilag konstans; ami természetesen azt jelenti, hogy az ilyen konstans szlippel haladó hajócsavar tolóereje a sebesség négyzetével arányosan változik.

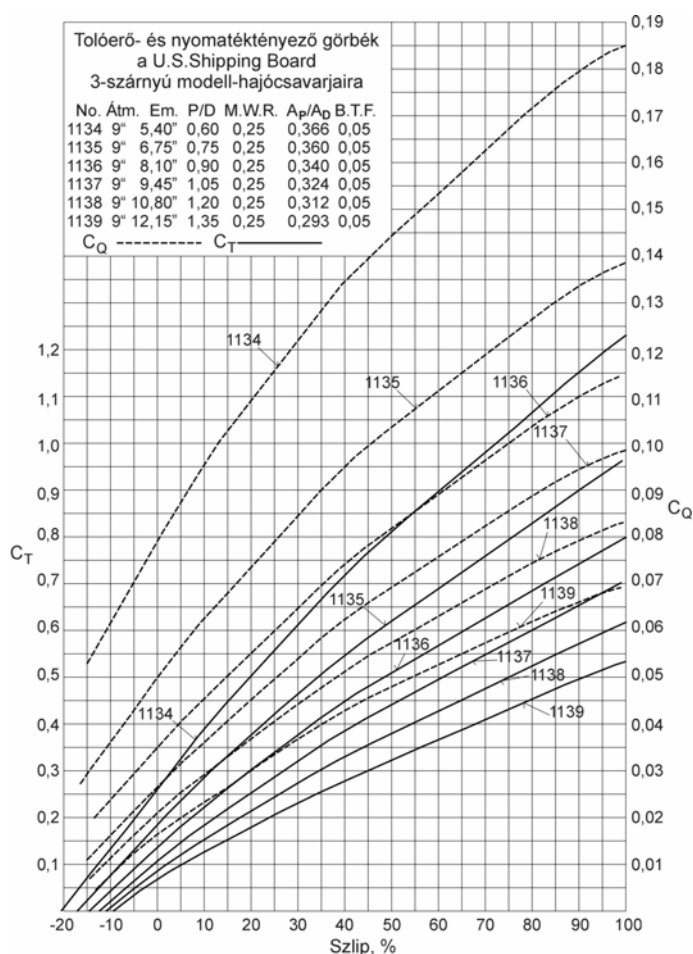
Jelenlegi tudásunk szerint garantáltan levonhatjuk azt a következtetést, hogy a hasonlósági törvény a hajócsavarok működésénél megfelelően jól alkalmazható gyakorlati célokra, amíg a kavitáció nem jelentkezik. Vannak azonban kétségek azzal kapcsolatban, hogy jogosan hanyagoljuk-e el a viszkozitást vagy a „léptékhatás tényezőt” a nagyon kis modellcsavaroknál. Az U. S. Experimental Model Basin személyzetének véleménye az, hogy a „léptékhatás tényező” hatása nem jelentős azoknál a hajócsavar modelleknél, amelyek átmérője 6 hüvelyk vagy annál több, az itt

használt eredmények pedig gyakorlatilag mindig olyan modellektől származnak, amelyek átmérője legalább 6 hüvelyk.

Ideális propeller hatásfok

Az ideális propulziós eszköz tolóereje, teljesítménye és hatásfoka.

A Society of Naval Architects and Marine Engineers számára 1906-ban készített dolgozatában, amelynek címe „A propeller hatásfokának határa”, Assistant Naval Constructor W. McEntee, anélkül hogy bármilyen különleges elméletet dolgozott volna ki a hajócsavar működésével kapcsolatosan, megjelölte a propeller hatásfokának azt a határértékét, amelyet nem léphetünk át.



4.3.2.3.1.1.7 ábra

Vegyünk egy súrlódásmentes propulziós eszközt, amely A keresztmetszetű vízszögű lövell ki egyenesen hátrafelé, ahol a víz abszolút sebessége u , a hajó sebessége v , és mind v , mind u mértékegysége láb per szekundum. Ebben az esetben, ha w jelöli egy köblábnyi víz súlyát, az a súly, amelyet egy szekundum alatt megmozgat a propulziós eszköz

$wA(v+u)$, a megfelelő tömeg pedig $(w/g)A(v+u)$.

A reakcióerő vagy tolóerő $T = (w/g)A(v+u)u$, amely megegyezik a szekundumonként létrehozott hátrafelé irányuló tömegerővel. Az elvégzett hasznos munka = $(w/g)A(v+u)vu$.

Mivel feltételezésünk szerint nincs súrlódás, az

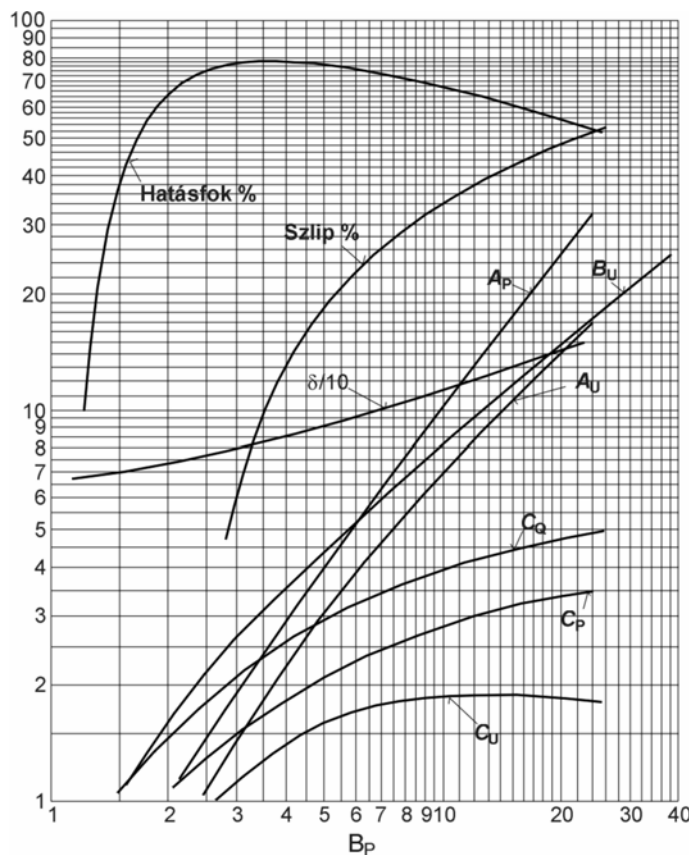
energiavesztés egyszerűen a kilövellt víz kinetikai energiája. Ebből az energiavesztés $= (w/g)A(v+u)(u/2)^2$

Az elvégzett teljes munka $= (w/g)A(v+u)vu + (w/g)A(v+u)(u/2)^2$

Hatásfok $e = \text{hasznos munka} / \text{energiavesztés} = v / (v+u/2)$

Ha az egyenletből u értékét kifejezzük, megkapjuk

$$u = (v^2/4 + (gT/wA))^{1/2} - v/2$$



4.3.2.3.1.1.8 ábra

Ezt behelyettesítve a hatásfok képletébe, a következőt kapjuk:

$$e = 4 / (3 + ((gT/wA) + 1)^{1/2})$$

A maximális hatásfoknak ez a kifejezése azt a feltételezést kell, hogy tartalmazza, hogy a víz kilövellése során a nyomás nem nőtt. A nyomás növekedésének hatása az lenne, hogy csökkentené a hatásfokot, mivel a nyomás ellenében végzett munka hatásfoka $v / (v + u)$ lenne. Ezért fel kell tételeznünk, hogy az e fenti értéke az a maximum, amelyet a tökéletes propellerrel el lehet érni.

Tételezzük fel, hogy ezt a hajócsavarra alkalmazzuk, tehát

$\pi d^2/4$ -et írhatunk A helyett, ahol d a hajócsavar átmérője lábban. Ha most U a hajócsavar hasznos teljesítményét jelöli, P pedig a teljes teljesítményt, vagyis azt a teljesítményt, amelyet a hajócsavar felvesz, írhatjuk, hogy

$$eP = U = Tv/550, \text{ ahonnan } T = 550eP/v$$

Ugyanígy

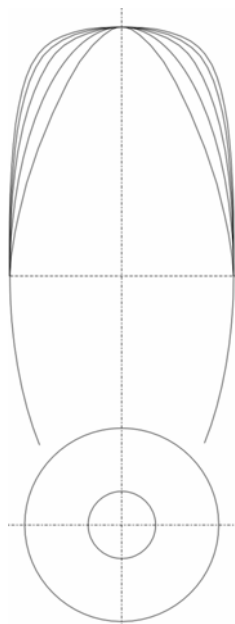
$$v = V6080/3600, \text{ ahol } V \text{ a hajó sebessége csomóban.}$$

A $g = 32,16$ értékű, $w = 64$ tengervíz esetében. Behelyettesítés és egyszerűsítés után

$$P/(d^2 V^3) = 1/292,2 (16 - 24e + 8e^2) / e^3 = (2 - 3e + e^2)/(36,52e^3)$$

Az ideális hatásfokra vonatkozó eredmények összegzése. A fentiek alapján rajzoltuk meg a 4.3.2.3.1.1.1 és 4.3.2.3.1.1.2 ábrát, az első a hatásfok görbéit ábrázolja, ahol az abszcisszán V értékei, az ordinátán pedig P/d^2 értékei szerepelnek, a második pedig a hatásfok görbéit d értékei mint abszcissza és P/V^3 mint ordináta függvényében mutatja. Ezeket a számadatokat nem szabad összetéveszteni azokkal, amelyek az elérhető valóságos hatásfokokat jelképezik. Ezek pusztán ideális diagramok, és az a megállapítás, ami levonható belőlük, hogy a hatásfok mindig nő az átmérő

növekedésével, a valóságos hajócsavarok esetében félrevezető lehet. Ennek ellenére hasznosak, mivel minden egyes esetben jelzik azt a hatásfokot, amely fölé nem mehetünk, és amelyet a gyakorlatban elérni sem tudunk.



4.3.2.3.1.1.9 ábra Szárnyformák összehasonlítása

A 4.3.2.3.1.1.1 ábrán látható egy további skála a P/A értékek számára, amely a teljesítményt osztja el a hajócsavarkör négyzetlábban megadott felületével. Ennek aránya a P/d^2 értékeihez képest természetesen konstans.

Meglepő eredmény az ideális propeller hatásfok esetében a viszonylag jó hatásfok nagy szlip értékeknél. Az s_1 szlip viszonyszám kifejezése

$$s_1 = u / (v+u).$$

A hatásfok képlete

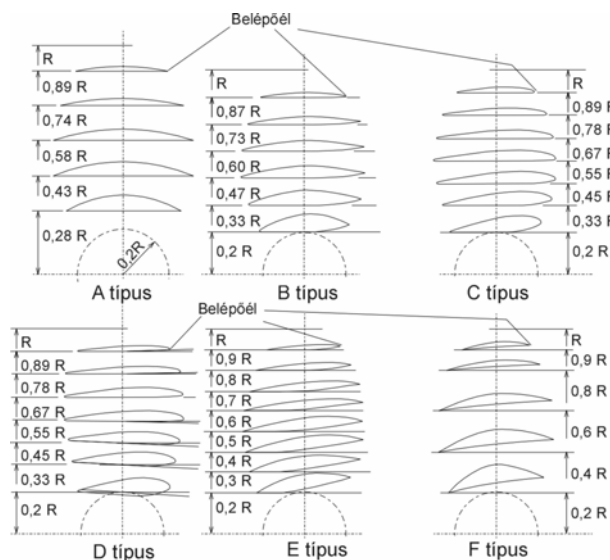
$$e = v / (v+u/2)$$

ebből, ha a hatásfokot a szlippel fejezzük ki,

$$e = (1-s_1) / (1-s_1/2)$$

A 4.3.2.3.1.1.3 ábra az e görbét mutatja s_1 függvényében a fenti képlet szerint. Ez a hatásfok mindenütt az $1-s_1$ vonal felett van.

Ennek kapcsán érdemes felidézni, hogy számos modellcsavarral végzett kísérlet mutatott nagy szlip értékeknél olyan hatásfokot, amelynek értéke nagyobb, mint $1-s$.



4.3.2.3.1.1.10 ábra

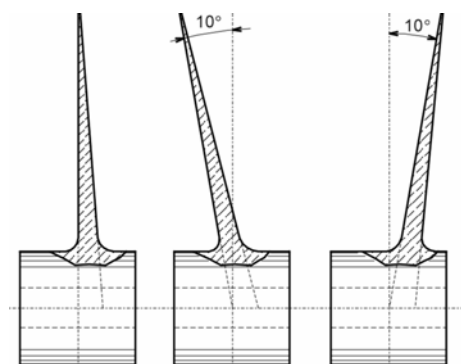
Nem szabad azonban megfeledkezni arról, hogy ezeknek a kis hajócsavaroknak az esetében az s a tolóoldali emelkedésből származik, az ideális képletben azonban az s_1 a víz feltételezett hátrafelé irányuló u sebességén alapul, és a feltételezés szerint a víznek nincs keresztirányú sebessége. A valóságos hajócsavarok működésénél a tényleges hátrafelé irányuló sebességet nem egyszerű megmérni vagy megbecsülni, a keresztirányú sebesség pedig mindig

létezik.

Gyakori hiba azt gondolni, hogy a víznek a hajócsavar által keltett hátrafelé irányuló sebessége megegyezik a szlipnél figyelembe vett sebességgel. Ez csak akkor fordulhatna elő, ha nem lenne keresztirányú sebesség.

Hajócsavar modellkísérletek

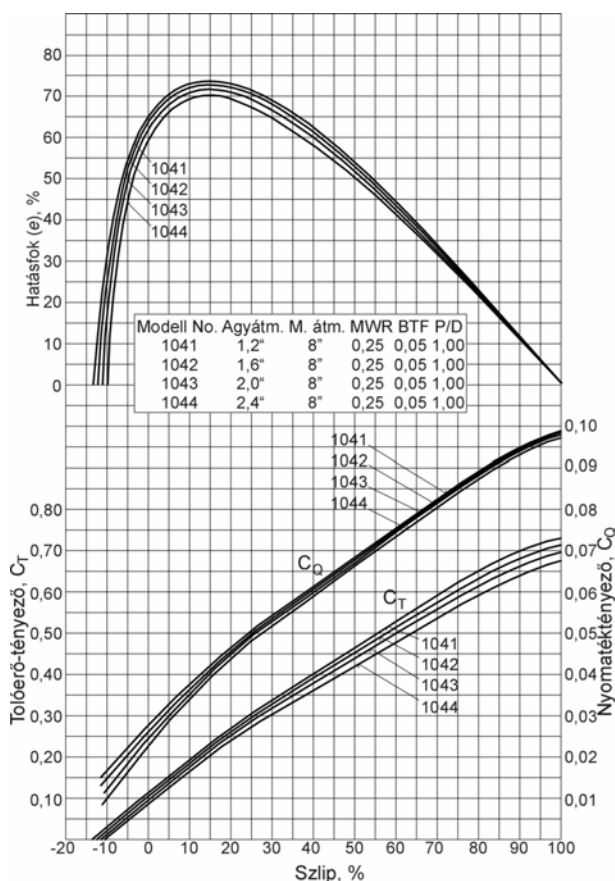
A kísérleteknél használt hajócsavar modellek és mérési módszerek. A U.S. Experimental Model Basin intézetnél számos kísérletet végeztek hajócsavar modellekkel.



4.3.2.3.1.1.11 ábra A hátrahajlás vizsgálatára szolgáló modelcsavarok

A hajócsavar modellek az elsőtől kezdve sorszámot kaptak, és most már (a könyv 1932-ben jelent meg) számuk több, mint 1.300. Azokkal a modellekkel, amelyek létező hajók csavarjának felelnek meg, saját hajójuk modelljeivel együtt végeznek mérést, de mind az ismert hajóhoz tartozó hajócsavar modelleket, mind a kutatási

célúakat mérik nyílt vízben is.



4.3.2.3.1.1.12 ábra

A modelcsavarokat eredetileg bronzból (G összetétel) készítették, majd alumíniumból, később betűöntő ötvözetből, végül pedig fehérfémből. Ezt az utóbbi fémeket használjuk jelenleg teljes megelégedésre. A modelcsavarokat alak- és mérethűen öntik, és ennek eredményeként nem igényelnek túlzottan nagy megmunkálást. A sima felület csiszolóvászaron és acélgyapot biztosítja. Nyíltvízi kísérlet közben a modelcsavart egy vízszintes tengelyre szerelik fel, amely egy kis mérőhajóból előre nyúlik ki, a hajó a modellvontató medence kocsiához van mereven rögzítve annak haladása közben. A tengely kinyúlása elegendő ahhoz, hogy a követő hajó jelenléte a hajócsavart nem zavarja. Az agy elől és hátul egyaránt áramvonalas

végződésű.

A 4.3.2.3.1.1.4 ábra tipikus elrendezést mutat egy 16 hüvelyk átmérőjű 3-szárnyú modellel, az agy átmérője 3 1/8 hüvelyk, a mérés során a tengely középvonala a vízszint alatt 16 hüvelykkel helyezkedik el. Valóságos hajócsavarok modelljeinél az agy a valóságos agy modelljét képezi, a felszerelés abban az esetben is áramvonalas

átmenetekkel van megoldva.

A modellcsavar mögötti hajótestben levő dinamométerek mérik a tengelyen a nyomatékot és a tolóerőt, illetve a fordulatszámot is mérik. A haladási sebesség (propellersebesség), V_A a hajótestet vontató kocsi sebességével egyezik meg.

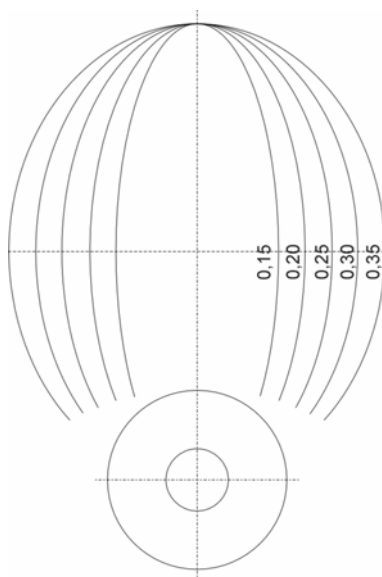
A mérést el lehet végezni konstans sebességnél, amikor a szlip változtatását a fordulatszám változtatásával érik el, vagy konstans fordulatszámánál, amikor a szlip változtatása a sebesség változtatásával érhető el. A modellkísérleti intézet személyzete az utóbbi módszert részesíti előnyben. Mindegyik esetben a tényleges fordulatszám vagy sebesség nem tökéletesen konstans értékű, de az eredményeket korrigálni lehet, hogy konstans értékek jöjjenek ki.

Az agy hatását amennyire lehet kiküszöbölik azzal, hogy csavarszárnyak nélküli (dummy, kamu) agyakkal is végeznek méréseket, ezzel lehet azt a nyomatékot és tolóerőt meghatározni, amely tisztán a szárnyak jellemzője. A végzett nyíltvízi mérések megfelelően nagy száma lehetővé teszi, hogy elegendő pontot kapjanak, amelyek mindegyikéhez nyomaték-, tolóerő-, fordulatszám- és szlip-érték tartozik, és így az adott hajócsavar jellemzőihez a görbéket meg lehessen rajzolni.

Hajócsavar modellkísérlet-eredmények diagramban való felrajzolása és elemzése

Módszerek a kísérletekből nyert információ diagramban való felrajzolására.

Amikor a modellkísérlet eredményei már rendelkezésre állnak, az adatok ezt követő kezelése már a felhasználási céltól függ.



4.3.2.3.1.1.13 ábra Standard modellcsavar sorozat kifejtett felület értékei

Természetesen az elemzéshez vagy hatásfok összehasonlításhoz szükséges módszerek alapvetően különböznek azoktól, amelyeket tervezéshez használnak. Amikor a hajócsavar modellkísérletekből kapott adatok diagramban való felrajzolásának legjobb módszerét keressük, pl. elemzéshez, azonnal nyilvánvalóvá válik, hogy ezeket az adatokat tényezők görbéiként jegyezzük fel – vagyis olyan mennyiségekként, amelyek nem függenek a méretektől. Az ilyen görbék abszcisszájaként a szlip lehet a legkedvezőbb mennyiség. Ez nem függ a mérettől vagy a sebességtől, és a hajócsavar működése során egyike a legfontosabb változóknak.

Virtuális és névleges emelkedés és szlip. Egyből felmerül azonban a kérdés, hogy a névleges szlipet használjuk-e, azaz azt a szlipet, amely a hajócsavar tolóoldalának emelkedésén alapul, vagy pedig a valóságos szlipet, tehát azt a szlipet, amelynek alapja a virtuális emelkedés, vagyis az ideális csavarszárny emelkedése, amelynek nincs vastagsága, és amellyel a valóságos csavarszárnyat működés közben helyettesítjük. A virtuális emelkedés jelentősen különbözik a névleges emelkedéstől. A valóságos csavarnál ismerjük a tolóoldal emelkedését, azonban a hátoldal mindegyik pontjához is

tartozik emelkedés, és a hátoldal nagyon lényeges a csavar teljesítménye szempontjából. A hátoldal emelkedése nagyon is eltér a tolóoldal emelkedésétől.

A 4.3.2.3.1.1.6 ábra egy csavar szárnymetszeteit mutatja, ahol a szárny vastagsága nem tér el a szokásostól, a tolóoldal emelkedése azonos értékű az átmérővel, a szelvények a szokásos körszeletek. Ha a tolóoldal emelkedése és az átmérő 16 láb, a 4.3.2.3.1.1.5 ábra mutatja a sugár függvényében a hátoldal emelkedését a belépőélnél és a kilépőélnél. Látható, hogy a hátoldal belépő szakaszának emelkedése átlagosan mintegy 50%-kal kisebb, mint a tolóoldal állandó emelkedése, azaz a névleges emelkedés. A hátoldal kilépő szakaszán ugyanakkor az emelkedés átlagosan kb. 50%-kal nagyobb a névleges emelkedésnél. Teljesen nyilvánvaló, hogy egy ilyen hajócsavar nem képes elméleti csavarként dolgozni, amelynek nincs szárnyvastagsága és emelkedése a tolóoldal állandó emelkedésének felel meg. Szükséges tehát, hogy lehessen találni valamilyen módszert arra, hogy egy ismert csavarhoz meg lehessen határozni a virtuális emelkedést, vagy esetleg az egyenértékű állandó emelkedést. A kísérleti eredmények azt mutatják, hogy az állandó névleges emelkedésű csavaroknál, amelyek szárnyszelvényei körszeletek, mindig van mérhető tolóerő és nyomaték akkor is, amikor a névleges emelkedésből kiszámított szlip zéró értékű. Ebből az következik, hogy az ilyen csavaroknál a virtuális emelkedés nagyobb, mint a névleges. Ez abból a tényből is leszűrhető, hogy a szárny hátsó részén a hátoldal emelkedése mindig nagyobb a névleges emelkedésnél, és ha a hátoldalnak bármilyen befolyása van, akkor az abban mutatkozik meg, hogy a virtuális emelkedést a névleges emelkedés fölé viszi.

Nagyon gyakran a virtuális emelkedést akkorára veszik, hogy zéró szlipnél a tolóerő is zéró legyen. Ez nem teljesen korrekt, mert zéró tolóerőnél van egy kicsi negatív tolóerő a súrlódásnak köszönhetően, és egy azzal egyenlő de ellentétes pozitív tolóerő a szlip miatt. Ez a hiba azonban a gyakorlatban nem lényeges. Azon kívül, bár soha nem szabad arról megfeledkezünk, hogy a névleges emelkedés nem a valóságos emelkedés vagy a virtuális emelkedés, nagy könnyebbséget jelent, ha a gyakorlati esetekben a névleges emelkedést használjuk. Látni fogjuk, hogy ezt megtehetjük, így a virtuális emelkedés kérdése, bár tudományosan van értelme, inkább akadémiai kérdés, mint gyakorlati. Ezért különleges esetektől eltekintve az állandó tolóoldali emelkedésű valóságos csavarok eredményeit a névleges szlipnek megfelelően rajzoljuk fel, amely tolóoldali vagy névleges emelkedésnek felel meg.

A 4.3.2.3.1.1.8 ábra a különböző tényezők görbéit mutatja a B_{P3} függvényében standard formában. Változó mértékarányt kellett használni mind a vízszintes, mind a függőleges tengely mentén. A vízszintes tengelyen a tényleges B_{P3} abszcisszákat a B_{P3} négyzetgyökével arányosak, de jelölésük a valóságos B_{P3} értékeknek felel meg. Ennek az a célja, hogy jól használható legyen a B_{P3} gyakorlatban legfontosabb értékeinek skálája anélkül, hogy a diagram túl szélesre adódna. Ugyanabból az okból a függőleges tengely skálája logaritmikus.

A hatásfok meghatározása. A hatásfok görbéjének ordinátái, amelyet a névleges szlip függvényében rajzolunk fel, könnyen és egyszerűen meghatározhatók a T tolóerő, illetve a Q nyomaték görbéjéből, ahol a mértékegység font illetve font x láb. Ugyanis, ha p jelöli az emelkedést lábban, N a percenkénti fordulatszámot, s pedig a szlipet, a hajócsavar haladási sebessége $p(1-s)N$, a percenként elvégzett hasznos munka pedig $TpN(1-s)$. A teljes munka, vagyis a modelcsavar által felvett munka $Q2\pi N$. A hatásfok

ennek alapján = hasznos munka/teljes munka = $TpN(1-s)/(2Q\pi N) = (T/Q)(p(1-s)/2\pi$.
Ne hagyjuk figyelmen kívül, hogy a $p(1-s)$ mennyiség a csavar előrehaladása egy fordulat alatt, és annak értéke ugyanannyi, akár névleges, akár virtuális emelkedést használunk, mivel a szlip minden esetben az emelkedésnek felel meg.

Jellemző tényezők. Bár számos tényezőt használhatunk a hajócsavar jellemzésére, a U.S. Experimental Model Basin gyakorlatában a nyíltvízi kísérletekből kapott adatok közül első helyen áll a hatásfok és nyomaték illetve tolóerő görbéinek felrajzolása, ahol a független változó a szlip.

Ha T jelöli a tolóerőt fontban, Q a nyomatékot font x lábban, n a másodpercenkénti fordulatszámot, v a propeller haladási sebességét láb per szekundumban, p az emelkedést lábban, d az átmérőt lábban, s pedig a szlipet, felírhatjuk a következő képleteket.

Nyomatéktényező $C_Q = Q/(n^2 p^3 d^2)$

Tolóerő-tényező $C_T = T/(n^2 p^2 d^2)$

Hatásfok $e = Tv/(2\pi Qn) = (C_T/C_Q)(1-s)/2\pi$

Szlip $s = (pn-v) / (pn)$

A 4.3.2.3.1.1.7. ábra közös diagramban ábrázolja hat 3-szárnyú hajócsavar C_Q és C_T jellemzőinek a görbéit. A hajócsavarok mindegyike 0,25 közepes szélességviszonyú, és a tengelyen mért szárnyvastagság viszony mindegyiknél 0,05. Emelkedésviszonyuk 0,6, 0,75, 0,9, 1,05, 1,20 és 1,35. Ez az ábra jól szemlélteti a jellemzők görbéjének változását a gyakorlatban alkalmazott emelkedésviszony tartományban. Látható, hogy bár a görbék természetesen változnak a közepes szélességviszonnyal és a szárnyvastagság viszonytal is, ezek hatása sokkal kisebb, mint az emelkedésviszony befolyása.

Módszerek az eredmények felrajzolásához a tervezés munkájában. A modellkísérletek eredményeinek eddig látott elemzése és diagramkészítése nem túlzottan kényelmes, amikor a tervezési munkára kerül sor. Amikor arról kell döntenünk, mi a legjobb forma ahhoz, hogy rögzítsük a modellkísérletek eredményeit a teljes léptékű hajócsavar megtervezésében való felhasználásra, nagyon hamar be kell látnunk, hogy másra van szükségünk, mint a szlip függvényében felrajzolt nyomaték- és tolóerő-tényezők illetve hatásfok. Alapvető tényezőként valami olyanra van szükségünk, amelyet az ismert vagy egyszerűen megbecsülhető szokásos fizikai mennyiségekből könnyen leszámaztathatunk, amikor a tervezést el kell végeznünk. A szlip nem ilyen mennyiség, ezért elsődleges vagy alapvető tényezőként nem célszerű. A gyakorlatban olyan hajócsavart kell megterveznünk, amely adott percenkénti fordulatszámnál (N) és a kívánt propellersebességnél (V_A) adott teljesítményt (P) vesz fel, vagy az adott esetben szükséges hasznos teljesítményt (U) adja le.

Nyilvánvaló, hogy alapvető tényezőnknek olyannak kell lennie, amely tartalmazza az N , V_A és P vagy U mennyiségeket, és nem függ a méretektől.

A feltételeket leginkább kielégítő ilyen tényező lehet annak a kissé módosított alakja, amelyet még 1890-ben javasolt R. E. Froude az Institution of Civil Engineers-nél folytatott vitában Barnaby dolgozatával kapcsolatos érvelésében. Ugyanannak a vitának a során C. Humphrey Wingfield ugyanannak a tényezőnek másik alakját javasolta. Ez az alapvető tényező, amelyet B jelöl, a következő

$$B = \text{fordulatszám} \times \text{teljesítmény}^{1/2} / \text{sebesség}^{5/2}$$

Ez műszakilag nem „dimenzió nélküli”. Ahhoz hogy az legyen, annak figyelembe vételével, hogy ρ annak a folyadéknak a sűrűségét jelöli, amelyben a hajócsavar dolgozik, a következő alakot kell használnunk.

$$\text{fordulatszám} \times \text{teljesítmény}^{1/2} / (\rho^{1/2} \text{sebesség}^{5/2})$$

Ez az alak nagyon jó, amikor repülőgép propellerekkel dolgozunk, mivel azonban a hajócsavarok vízben működnek, amelynek sűrűsége szinte konstans, nem kell a tényezőbe beépíteni a sűrűséget, hiszen az alkalmazott konstans együtthatókkal figyelembe vehető.

Az alapvető B tényezőt (*Taylor teljesítménytényező*) pontosabban kell megjelölni, hogy tudjuk, a P vagy az U teljesítményre vonatkozik-e, valamint, hogy három- vagy négyszárnyú hajócsavarokról van-e szó. Ez indexeléssel elintézhető.

Tehát $B_{P3} = NP^{1/2} / V_A^{5/2}$ háromszárnyú hajócsavaroknál P teljesítményre,

$B_{U3} = NU^{1/2} / V_A^{5/2}$ háromszárnyú hajócsavaroknál U teljesítményre,

a B_{P4} és B_{U4} pedig négyszárnyú csavarokra utal.

Azonban szükségünk van további mennyiségekre vagy jellemző tényezőkre, amelyek megfelelően lehetővé teszik számunkra, hogy minden gyakorlatban felmerülő kérdésre válaszolni tudjunk, amikor a modellkísérletben vizsgált és a teljes méretű hasonló hajócsavarok kerülnek szóba. Ezekkel a tényezőkkel természetesen a modellkísérlet teljes tartományában görbéket kell rajzolnunk, ahol a B a független változó.

A legfontosabb mennyiség az e hatásfok. Ezt követően olyan mennyiség kell, amely a méretre utal. Ehhez használjuk a $\delta = Nd/V_A$ tényezőt (*Taylor sebességtényező*), amelyben d az átmérő, és amikor azt meghatározzuk, már meg tudjuk határozni az összes geometriai méretet, mint pl. az emelkedés, a szárny szélesség és a szárnyvastagság, hiszen ezek mindegyike konstans arányban van a d értékével mind a modellen, mind a teljes léptékű csavarnál. A δ tényező valóban dimenzió nélküli. Felírhatjuk másként is, $\delta = 101,33/(a(1-s))$, ahol a az emelkedésviszony, s pedig a szlip. Látható, hogy eddig a B és a δ tényezőkben négy mennyiséget vezettünk be, ezek N , P (vagy U), V_A és d . A B nem tartalmazza a d mennyiséget. A δ nem tartalmazza a P (vagy U) mennyiséget. Emiatt a történet akkor lesz kerek, ha bevezetünk két másik tényezőt, egyiküknek nem szabad tartalmaznia az N , a másiknak a V_A mennyiséget.

Ehhez a következő két kifejezést használjuk:

$$A = 1000aP(\text{vagy } U) / (d^2 V_A^3) \quad \text{és} \quad C = aP(\text{vagy } U) / (d^2 (pN/1000)^3)$$

amelyeknél, mint a B esetében, indexelni lehet a pontosabb definiálás kedvéért. Bármennyire különbözőnek látszik A és C a többi tényezőtől, valójában mindkettő B és δ függvénye. Ugyanis $A = 1000aB^2/\delta^2$ és $C = (1000^3/a^2) (B^2/\delta^5)$.

Ezek után B , A , C és δ értékeinek kiszámítása a hajócsavar modellkísérlet eredményeiből aszerint történik, amilyen módon ezeket az eredményeket eredetileg diagramba felrajzolták.

Tegyük fel, hogy rendelkezünk a T tolóerő, Q nyomaték és e hatásfok görbéivel, amelyeknél a független változó egy adott V_A propeller sebességhez (csomó) tartozó szlip.

Ebben az esetben

$$\begin{aligned} U &= TV_A 101,33/33.000 & P &= U/e \\ N &= 101,33 V_A / (p(1-s)) & \delta &= 101,33 / (a(1-s)) \end{aligned}$$

Amennyiben B_P , B_U és δ értékét meghatároztuk, A és C a fenti összefüggésekből kiszámítható.

Akárhogyan vannak is felrajzolva a kísérleti eredmények, az A , B , C és δ tényezők könnyedén kiszámíthatóak. Azoknál a modellkísérleti adatoknál, amelyeket az U.S. Experimental Model Basin standard módszere alapján tolóerő- és nyomatéktényezőként (C_T and C_Q), valamint e hatásfokként rajzoltak fel a szlip függvényében, az átszámítási képletek az alábbiak.

$$a = p/d$$

$$A_P = a(55,033/(1-s)^3)C_Q$$

$$A_U = a(8,7587/(1-s)^2)C_T$$

$$B_P = 23,772(C_Q)^{1/2} / (a(1-s)^{2,5})$$

$$B_U = 9,4835(C_T)^{1/2} / (a(1-s)^2)$$

$$C_P = 52,889aC_Q$$

$$C_U = 8,4175a(1-s)C_T$$

$$\delta = 101,33/(a(1-s))$$

A számításoknál könnyebbé teszi annak figyelembe vétele, hogy

$$e = (C_T/C_Q)(1-s)/2\pi,$$

amelyből

$$A_U = eA_P \quad B_U = B_P \sqrt{e} \quad C_U = eC_P$$

A 4.3.2.3.1.1.2 táblázat mutatja a számítás módját a B_{P3} , B_{U3} , A_{P3} , C_{P3} , C_{U3} és δ értékeire a No. 1139 hajócsavar modell esetében, amelynek hatásfok, C_T és C_Q görbéi a 4.3.2.3.1.1.7 ábrán láthatóak.

A diagram alkalmazhatóságának szemléltetésére tételezzük fel, hogy olyan fantom hajóval van dolgunk Froude feltételezése szerint, amelynek ellenállása megegyezik egy valóságos hajóéval, és valóságos hajócsavarra van szüksége, hogy haladni tudjon, de a vizet nem zavarja, így a 4.3.2.3.1.1.7 ábra szerinti nyíltvízi eredmények érvényesek lesznek a hajócsavarra.

4.3.2.3.1.1.2 táblázat Hajócsavar nyíltvízi jellemzőinek számítása

Az U.S. Experimental Model Basin mérési eredményeiből Modell sz.: Átmérő:

A teljes méretű hajócsavar jellemzői

Hajó: Hajócsavar: Hajócsavar:
Hajócsavar típusa: Szárnyszáma: Forgásiránya: Szárny adatai:
Átmérő: 9 hüvelyk Emelkedés: 12,15 hüvelyk MWR: 0,25 BTF: 0,05 Emelkedésvizony:
 $a = 1,35$
Tengelyen mért szárnyvastagság: Csúcsnál mért szárnyvastagság:

Képletek

$$B_P = 23,772(C_Q)^{1/2} / (a(1-s)^{2,5}) = F_1(C_Q)^{1/2} / a \quad B_U = B_P \sqrt{e} \quad \delta = dN/V_A = 101,33/(a(1-s)) = F_3/a$$

$$A_P = a(55,033/(1-s)^3)C_Q = F_4\theta_Q \quad A_U = eA_P \quad C_P = 52,889aC_Q \quad C_U = eC_P$$

s	-0,20	-0,15	-0,10	-0,05	0	0,05	0,10	0,15	0,20	0,25	0,30	0,35	0,40	0,45	0,50
e			0,10	0,518	0,705	0,754	0,770	0,770	0,755	0,729	0,697	0,661	0,623	0,580	0,536
F_1	15,070	16,763	18,732	21,042	23,772	27,024	30,936	35,688	41,528	48,799	57,986	69,788	85,248	105,96	134,48
$C_Q^{1/2}$			0,0889	0,1114	0,1292	0,1418	0,1533	0,1640	0,1735	0,1828	0,1916	0,2000	0,2068	0,2131	0,2186
B_P			1,234	1,737	2,273	2,840	3,516	4,338	5,340	6,608	8,230	10,33	13,06	16,74	21,80
\sqrt{e}			0,3161	0,720	0,840	0,8635	0,8775	0,8775	0,869	0,854	0,835	0,8135	0,789	0,762	0,732
B_U			0,390	1,249	1,909	2,468	3,088	3,805	4,641	5,644	6,873	8,409	10,31	12,75	15,96
F_3	84,44	88,12	92,12	96,51	101,33	106,67	112,59	119,22	126,67	135,11	144,76	155,90	168,89	184,24	202,67
δ			68,22	71,47	75,05	79,04	83,44	88,40	93,83	100,1	107,2	115,5	125,1	136,4	150,1
F_4	31,85	36,19	41,35	47,54	55,08	64,19	75,49	89,61	107,49	130,45	160,45	200,39	254,78	330,78	440,26
C_Q			0,0079	0,0124	0,0167	0,0201	0,0235	0,0269	0,0301	0,0334	0,0367	0,0400	0,0428	0,0454	0,0478
A_P			0,4410	0,7960	1,240	1,741	2,392	3,252	4,370	5,894	7,957	10,83	14,72	20,27	28,42
A_U			0,0441	0,4122	0,8750	1,312	1,842	2,504	3,299	4,289	5,541	7,160	9,179	11,76	15,22
C_P			0,5640	0,8852	1,192	1,434	1,677	1,919	2,148	2,382	2,619	2,853	3,053	3,240	3,411
C_U			0,0564	0,4584	0,8410	1,081	1,291	1,477	1,623	1,737	1,824	1,886	1,901	1,879	1,829

Adott N , P és V (mivel a fantom hajónál $V_A = V$) esetén B_P kiszámítható. Ezután a 4.3.2.3.1.1.8 ábra alapján a B kiszámított értékéhez megkapjuk az e hatásfokot, a szlipet és a δ értékét. A δ értékéből már megkapjuk az átmérőt. Mivel ezeket a görbéket egy adott emelkedésvizonyú csavarral végzett mérés alapján rajzolták fel, ezt a viszonyszámot kell felhasználni az emelkedés meghatározásához. A közepes szélességviszony és a szárnyvastagság viszony adott. Ezt a rövid elemzést azonban, és ezt nem szabad elfelejteni, annak feltételezésével végeztük, hogy nincs kavitáció.

A hajócsavar paraméterei, amelyek befolyásolják a működést és a hatásfokot

A U.S. Experimental Model Basin intézetben elégséges számú hajócsavar modellkísérletet végeztek el ahhoz, hogy a különféle paraméterek hatására vonatkozóan levonhatóak legyenek az általános és a specifikus következtetések. Ez a terület szinte végtelen, és a kísérleti munka nem egzakt, még a legjobb sem az, de nem is kell egzaktnak lennie a hajótervező és építő gyakorlati céljaihoz.

A szárnyak száma. Amikor olyan hajócsavarok összehasonlítására került sor, amelyek azonos méretű szárnyakkal voltak ellátva, csak a szárnyak száma különbözött – kettő és hat között – azt a következtetést kellett levonni, hogy ugyanolyan szlip esetén a hatásfok a szárnyak számával fordítottan változott.

Ez azonban nem jelenti, hogy egy adott esetben annál jobb a hatásfok, minél kisebb a szárnyak száma. Amikor adott teljesítményt kell leadni adott fordulatszámnál, ahogy az a gyakorlatban lenni szokott, minél kisebb a szárnyak száma, annál nagyobb a szlip, annak növekedésekor pedig a hatásfok mindig csökken.

A gyakorlatban a kétszárnyú hajócsavarok, még ha bizonyos körülmények között jobb hatásfokúak is, nem fordulnak elő amiatt, hogy hajlamosak lengést okozni. Az öt- vagy hatszárnyú hajócsavarok nem ritkák, de alkalmazásukat csak az igazolhatja, ha a három- vagy négyszárnyú hajócsavarok túlzott lengést okoznának. Így tehát a gyakorlatban a döntést mindig a három és a négy szárny között kell meghozni. A három és a négy szárny közötti különbség olyan kicsi, hogy minden esetben meg kell vizsgálni minden egyéb körülményt.

A szárnyak körvonala vagy alakja. Nagy figyelmet kapott a szárnyak alakja vagy körvonala a hajócsavarok tervezése során, és egyes esetekben szokatlan javaslatok születtek különleges formákra. A 4.3.2.3.1.1.9 ábra öt szárnyformát mutat, amelyekkel az U. S. Experimental Model Basin intézetnél kísérleteket végeztek. A szárnyvastagsági arány mindegyiknél azonos volt, 0,0575. Három emelkedésvizonyt alkalmaztak, 0,8, 1,0 és 1,2 értékűt.

Az eredmények eléggé következetesek voltak, és azt mutatták, hogy a széles végű szárnyak nagyobb teljesítményt vettek fel és nagyobb tolóerőt hoztak létre, de kissé rosszabb hatásfokkal. Bár a nagyon hegyes végű szárnyak mutatkoztak kis különbséggel a legjobbnak, jogos kétségek merültek fel, hogy vajon minőségi fölényüket – ami nem volt túlzott mértékű – megtartanák-e a teljes méretű hajócsavaroknál. Azoknál a hajócsavaroknál, ahol a szlip különlegesen nagy, a széles szárnyvég mutatkozik jobbnak.

A szárnyszelvény típusa. A szárnyszelvény befolyásának vizsgálata érdekében számos kísérlet elvégzésére került sor, amelyek eredményeit egy jelentésben írták le, amely a Society of Naval Architects and Marine Engineers számára készült 1930-ban.

A 4.3.2.3.1.1.10 ábrán látható öt szelvénytípust választották ki, ezeket B, C, D, E és F jelöléssel látták el, amelyek eredményeit összevetették a szokásos körszelet szelvényével, amely az A jelölést kapta ugyanazon az ábrán. Mindegyik szelvény esetében négy modellt készítettek el, ezek emelkedésviszonya 0,6, 0,75, 0,90 és 105 volt. Tehát összesen húsz modellt vizsgáltak meg. A közepes szárnyszélesség viszonyt 0,25, a szárnyvastagság viszonyt pedig 0,05 értékre választották mindegyik modellnél. A modellek átmérője egyformán nyolc hüvelyk volt.

Az egyes csoportok szelvényeinek jellemzői a következők.

- A. Ez a szokásos körszelet típus – egyenes tolóoldal, ívelt hátoldal, éles szélek.
- B. A belépőél meg van emelve, de a tolóoldal legnagyobb része állandó emelkedésű. Éles belépőél.
- C. A belépőél lekerekített, és az agy felé eső metszeteknél meg van emelve. Az ábrán látható azonban, hogy a tolóoldal nagyobb része állandó emelkedésű. A maximális vastagság a szelvény közepe elé esik.
- D. Ennek szelvényei gyakorlatilag ugyanolyanok, mint a C-nél, de az emelkedés a sugáron kifelé haladva nő kb. a sugár kétharmadáig, utána kissé csökken.
- E. Ennél a belépőél éles és a szelvény eleje meg van emelve. A tolóoldal belépőél felé eső része kissé konkáv, majd egy konvex szakasz következik, a kilépőél felé eső rész állandó emelkedésű.
- F. Ez a szelvény kevésbé vastagabb a többinél. A belépőél meg van emelve a szelvény egészével együtt, a tolóoldal belépőél felé eső részének emelkedése pedig kissé nagyobb, mint a hasonló A alaptípusnál.

A legjobb hatásfok és a δ értékei, amelyek az alapvető (teljesítmény-)tényezők értékein alapulnak, a 4.3.2.3.1.1.3 táblázatban vannak összefoglalva, a forrás a korábban idézett jelentés.

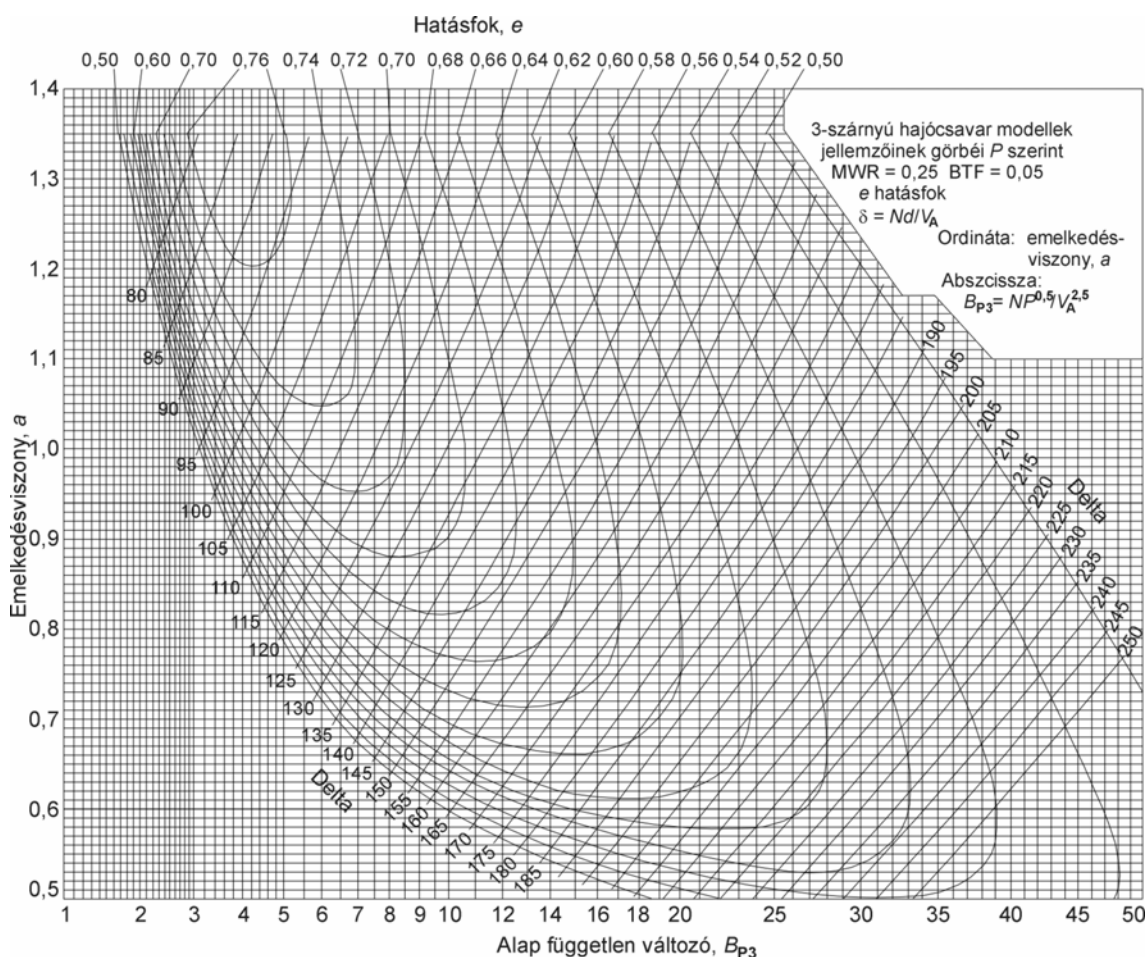
4.3.2.3.1.1.3 táblázat

		A	B	C	D	E	F
$B_{p4} = 10$	e	0,70	0,71	0,72	0,73	0,73	0,66
	δ	128	135	127	135	140	115
$B_{p4} = 15$	e	0,66	0,67	0,68	0,69	0,69	0,62
	δ	152	160	157	159	175	142
$B_{p4} = 20$	e	0,63	0,64	0,64	0,65	0,66	0,59
	δ	173	180	179	179	190	162
$B_{p4} = 25$	e	0,60	0,61	0,61	0,62	0,63	0,57
	δ	190	197	195	196	205	180
$B_{p4} = 30$	e	0,58	0,58	0,59	0,595	0,595	0,55
	δ	205	210	210	211	220	192

Az látható világosan, hogy F kivételével valamennyi csoport valamivel jobb hatásfokot mutat, mint a hagyományos körszelet típus, maximálisan öt százalékkal. Másrészt a δ értékei a B, C, D és E típusnál nagyobbak, mint az A-nál, a nagyobb δ értékek pedig nagyobb átmérőt jelentenek, mint amelyeket a standard körszelet szelvényeknél használnak. Az F típus következetesen rosszabb hatásfokot mutat, mint amelyet a többi szelvénynél mértek. Ebből arra lehet következtetni, bár a kísérletek nem nagy volumenűek voltak, hogy egyetlen szelvény sem kiemelkedően jobb a többinél, és hogy a gyakorlatban a körszelet profiloktól való eltérés bizonyos határokon túl nem jelent javulást vagy romlást a hatásfokban.

A szárnyak hátrahajlása. Gyakori a hajócsavaroknál, hogy a szárnyakat hátrafelé döntik. Előfordul néha előre döntés is. Az U. S. Experimental Model Basin intézetnél

ennek vizsgálatára hat hajócsavarral végeztek kísérletet, ezeknél a közepes szárny szélesség viszony egyformán 0,2 volt, a szárnyvastagság viszony pedig 0,0425. Három ezek közül 0,6, három pedig 1,2 emelkedésviszsonnyal rendelkezett. Mindegyik hármából egynek a szárnyai 10° -ra voltak megdöntve hátra, egynél a szárnyak a tengelyre merőlegesek voltak, egynél pedig a szárnyak dőlése 10° volt előre. Az átmérő mindegyik esetben 16 hüvelyk volt. A 4.3.2.3.1.1.11 ábra a szárnyak hosszmetsetét mutatja.



4.3.2.3.1.1.11 ábra

A kísérletek szinte majdnem azonos eredményeket mutattak, csak nagyon kis különbség volt nyomaték, tolóerő és hatásfok értékeiben. Ami tehát a hatásfokot illeti, nincs indok arra, hogy a hajócsavaroknál a szárnyakat dőléssel helyezték el. Az előny, amit néha felhoznak a hátrahajló csavarok mellett az, hogy megakadályozzák a víz feltételezett centrifugális mozgását.

A hátrahajlás valódi előnye a gyakorlatban az, hogy a szárnyak csúcsa, különösen a hajó szimmetriasíkjában elhelyezett csavaroknál, távolabb kerülhet a hajótesttől, mint amikor a szárnyak a tengelyre merőlegesek. A nagyon is valóságos hátránya azonban a hátrahajlásnak az, hogy a szárnytőben ébredő feszültségek nőnek a centrifugális erő hajlító hatása miatt. Mivel ez nagy fordulatszámú csavaroknál komoly értékű lehet,

ezeknek a csavaroknak a szárnyai sohasem készülnek hátrahajlással.

A csavaragy mérete. Egyik jellemzője volt a Griffith csavarnak, amelyet kb. nyolcvan éve kezdtek alkalmazni, a nagy méretű agy – néha a hajócsavar átmérőjének egyharmadával egyenlő átmérőjű. Ezek a csavarok gyakran nagyon jól működtek, ami a gyakorlati tapasztalat alapján a nagy agyátmérő mellett szólt. Azok a hajócsavar modellkísérletek azonban, amelyeket az U. S. Experimental Model Basin hajtott végre, azt mutatták, hogy a nagy méretű agyak határozottan rontják a hatásfokot. A 4.3.2.3.1.1.12 ábra a hatásfok, tolóerő- és nyomatéktényező görbéit mutatja négy 8-hüvelykes modellcsavarnál, amelyeknél négy különböző agyméretet alkalmaztak. A görbéknél a független változó a szlip. Ha a *B* alapján vizsgáljuk, akkor is a nagy agyak a rosszabbak.

A nagy aggyal szembeni érvelés nagyon egyszerű. Amikor a vízben nagy térfogatú tárgy mozog, mellősi torlópontja előtt az áramvonalak erősen megváltoznak, a víz hátrafelé akar áramlani. Emiatt a szárnyak belső része negatív sodorban dolgozik, amely az agy miatt alakul ki – ez a körülmény rontja a hatásfokot.

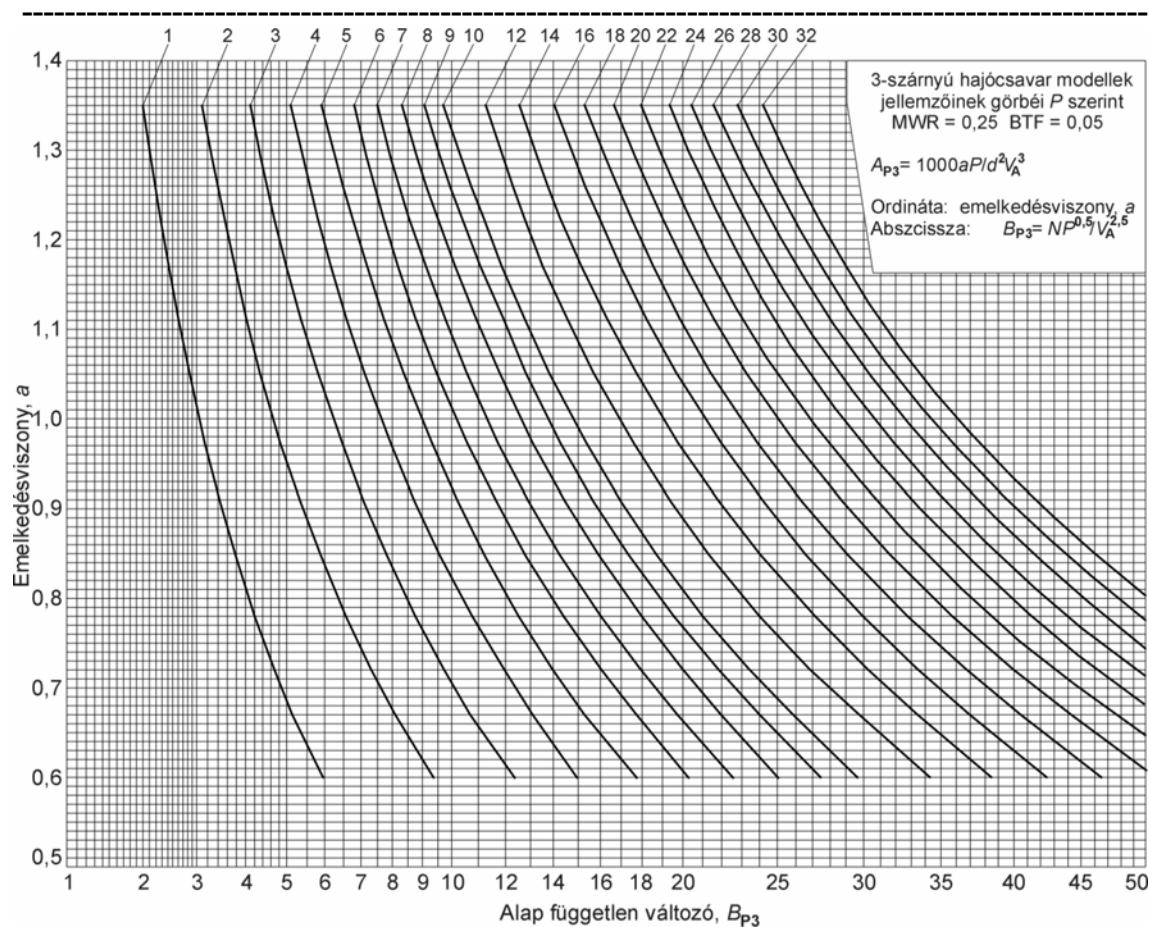
Időnként hallani olyan érvelést, hogy kis agy esetén a szárnyak belső része nagyobb ellenállást fejt ki, mint akkor lenne, ha azok helyét egy nagyobb agy venné át. Ez nem valószínű, hogy igaz, különösen, ha arra gondolunk, hogy a nagy agy jelentősen megnöveli a hajó ellenállását. De még akkor is, ha ez igaz lenne, a nagy agy hatásfokrontó hatása a szárnyakra elegendő lenne, hogy megfordítsa a mérleget.

A nagy emelkedésű lassan forgó hajócsavarok esetében, amelyek hatásfoka rossz, a nagyobb agy nem okoz jelentős hatást; Ahol azonban a csavarnak kicsi az emelkedése, a szárnyak belső része viszonylag jobban kiveszi részét a munkából, emellett viszonylag jobb hatásfokú, mint a nagy emelkedésű csavaroknál. Ha tehát a csavar belső része által végzett munka csökken, és a nagyobb agy miatt létrejövő negatív sodor rontja az ottani hatásfokot, valószínű, hogy a teljes csavar hatásfoka komolyan csökkenni fog. Az utóbbi időben már a fontosabb feladatoknál majdnem egységesen kisebb szilárd agyat alkalmaztak.

A 120 db-os hajócsavar modell sorozat. Eddig a szekunder tényezőket vizsgáltuk meg azok közül, amelyek a hajócsavarok működését és hatásfokát befolyásolják, térjünk rá a primer tényezőkre. Ezek: emelkedésviszony, szárnyfelület, szárnyvastagság és szlip. A U.S. Experimental Model Basin tevékenysége a kezdeti években a háromszárnyú hajócsavarokra koncentrált, amelyek modellsorozatai az emelkedésviszony, közepes szárnyvélesség viszony és szárnyvastagság viszony leggyakrabban használt tartományára terjedtek ki.

Ezek tehát mind 16 hüvelyk átmérőjű háromszárnyú hajócsavarok voltak, amelyek szárnyainak formája a kifejtett felületben elliptikus volt.

Az agyak formája hengeres volt, átmérőjük $3 \frac{1}{8}$ hüvelyk, tehát gyakorlatilag 0,2 agyviszonnyal a hajócsavar átmérőhöz képest. Hat emelkedésviszony értéket használtak – ezek 0,6, 0,8, 1,0, 1,2, 1,5 és 2,0. Mindegyik emelkedésviszonyon belül öt szárnyfelület értéket alkalmaztak. A 4.3.2.3.1.1.13 ábra mutatja a kifejtett felületet az öt szárny esetében.



4.3.2.3.1.1.2 ábra

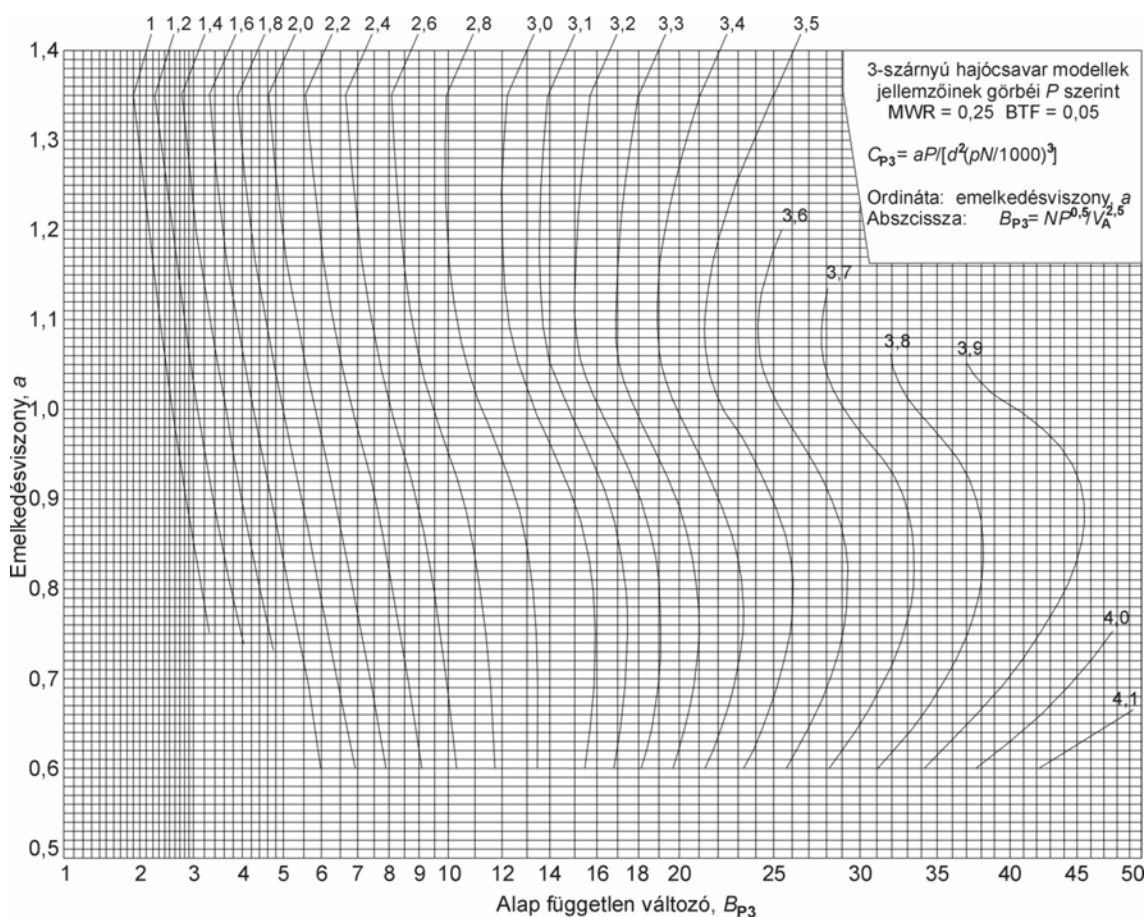
Amint látható, a közepes szárny szélesség viszony értékei 0,15, 0,20, 0,25, 0,30 és 0,35 voltak. A hatszor öt változat 30 hajócsavart jelentett. Ezeket valóságos hajócsavarokká alakították ki, amelyek szárny szelvényei körszeletek voltak, tehát a hátoldalt körív formálta, a szárnyak pedig különlegesen vastagok voltak. Azt követően, hogy ezeket a hajócsavarokat kimérték, a vastagságot csökkentették olyan módon, hogy a hátoldaltól vettek le anyagot, amivel új körszelet szelvények jöttek létre, a tolóoldalhoz nem nyúltak hozzá, tehát ugyanolyan tolóoldalú vékonyabb szárnyú csavarok jöttek létre.

4.3.2.3.1.1.4 táblázat Standard modelcsavar sorozat paraméterei

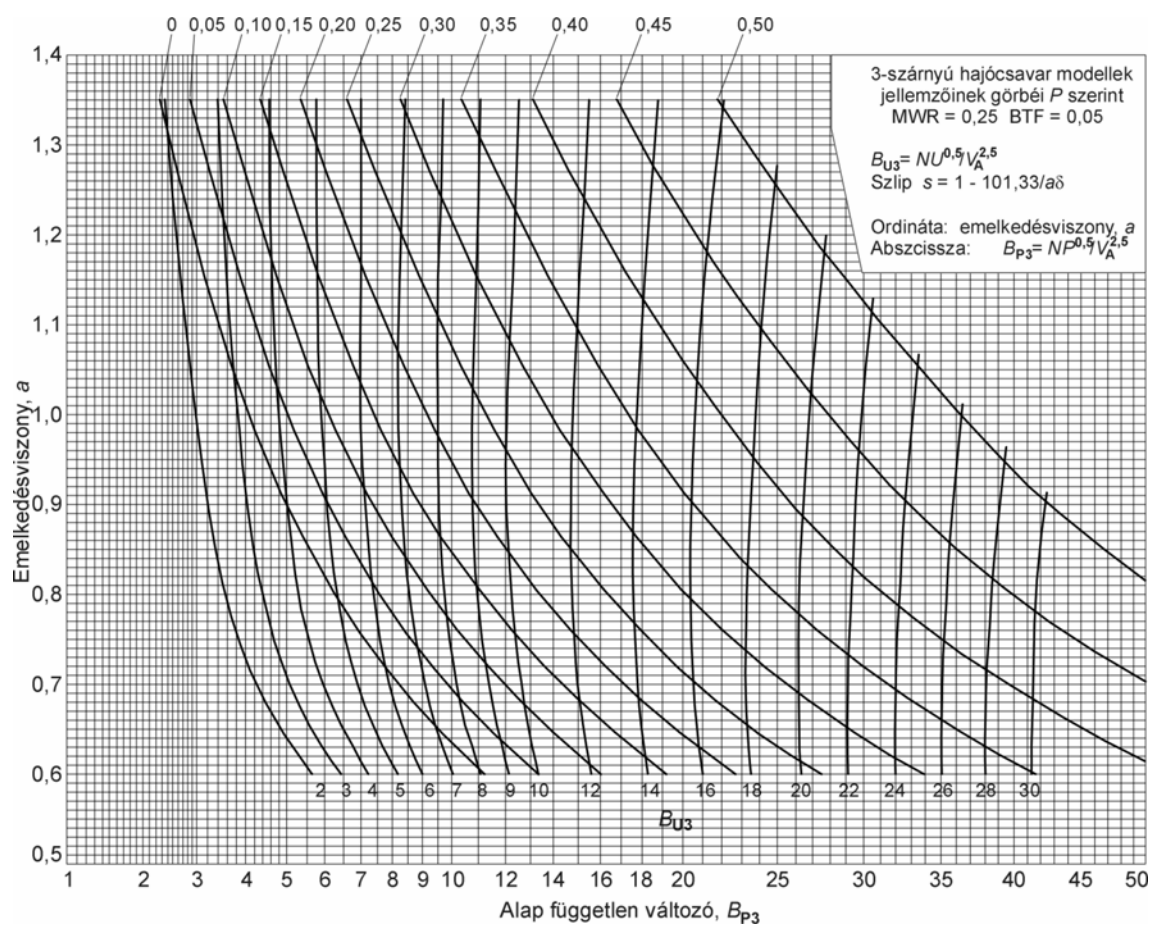
Csavar száma	Emelkedés hüvelyk	Emelkedési viszony	Közepes szárny szélesség viszony	Vetített felület viszony	Szárnyvastagság viszony			
					Eredeti vastagság	A-metszés	B-metszés	C-metszés
220	9,6	0,6	0,15	0,2129	0,1033	0,0774	0,0516	0,0258
221			0,20	0,2838	0,0894	0,0672	0,0448	0,0224
222			0,25	0,3548	0,0800	0,0600	0,0400	0,0200
223			0,30	0,4257	0,0730	0,0544	0,0363	0,0181
224			0,35	0,4966	0,0676	0,0507	0,0338	0,0169
225	12,8	08	0,15	0,2023	0,1033	0,0774	0,0516	0,0258
226			0,20	0,2698	0,0894	0,0672	0,0448	0,0224

BBBZ kódex

227			0,25	0,3373	0,0800	0,0600	0,0400	0,0200
228			0,30	0,4047	0,0730	0,0544	0,0363	0,0181
229			0,35	0,4721	0,0676	0,0507	0,0338	0,0169
230	16,0	1,0	0,15	0,1919	0,1033	0,0774	0,0516	0,0258
231			0,20	0,2557	0,0894	0,0672	0,0448	0,0224
232			0,25	0,3198	0,0800	0,0600	0,0400	0,0200
233			0,30	0,3837	0,0730	0,0544	0,0363	0,0181
234			0,35	0,4476	0,0676	0,0507	0,0338	0,0169
235	19,2	1,2	0,15	0,1814	0,1033	0,0774	0,0516	0,0258
236			0,20	0,2418	0,0894	0,0672	0,0448	0,0224
237			0,25	0,3023	0,0800	0,0600	0,0400	0,0200
238			0,30	0,3627	0,0730	0,0544	0,0363	0,0181
239			0,35	0,4231	0,0676	0,0507	0,0338	0,0169
240			0,15	0,1656	0,1033	0,0774	0,0516	0,0258
241			0,20	0,2209	0,0894	0,0672	0,0448	0,0224
242	24,0	1,5	0,25	0,2761	0,0800	0,0600	0,0400	0,0200
243			0,30	0,3313	0,0730	0,0544	0,0363	0,0181
244			0,35	0,3865	0,0676	0,0507	0,0338	0,0169
256			0,15	0,1394	0,1033	0,0774	0,0516	0,0258
257			0,20	0,1887	0,0894	0,0672	0,0448	0,0224
258	32,0	2,0	0,25	0,2323	0,0800	0,0600	0,0400	0,0200
259			0,30	0,2788	0,0730	0,0544	0,0363	0,0181
260			0,35	0,3253	0,0676	0,0507	0,0338	0,0169



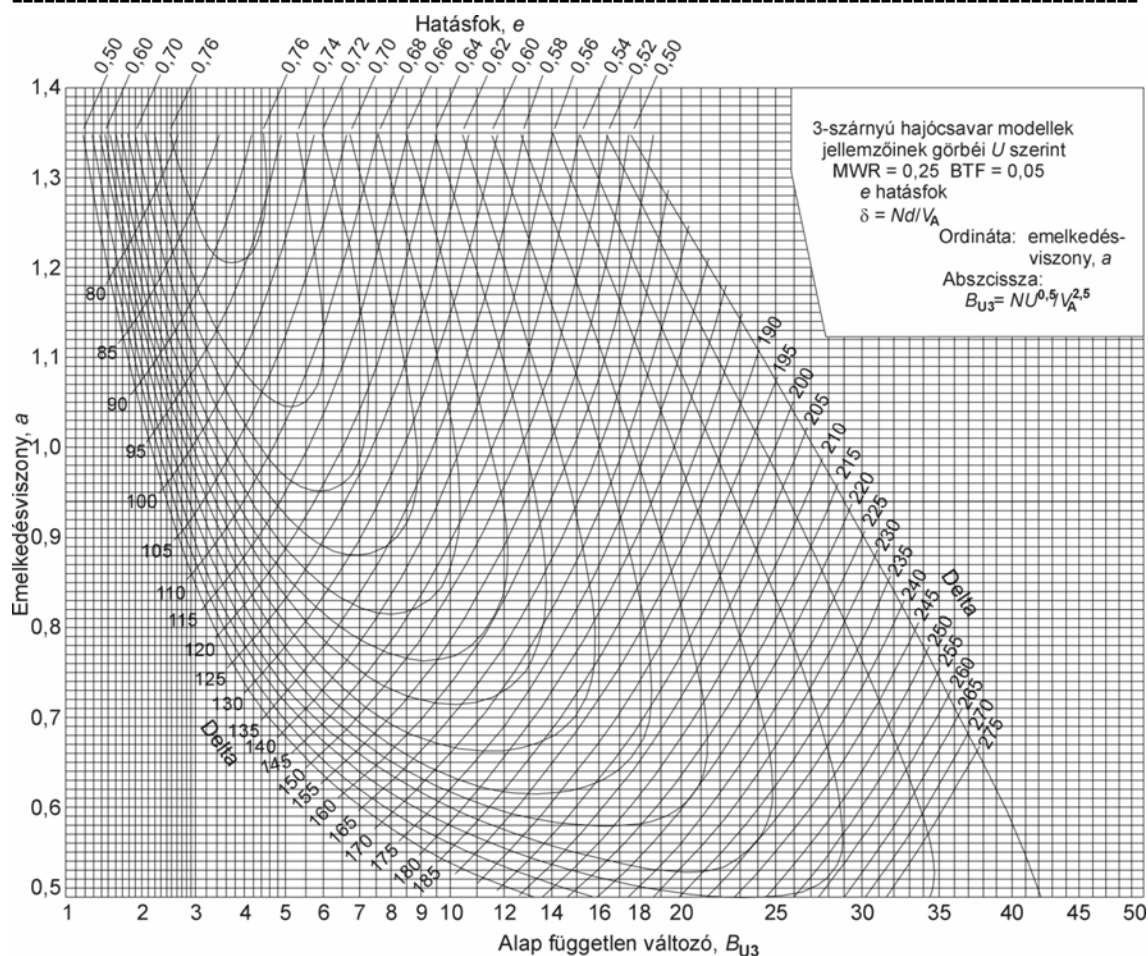
4.3.2.3.1.1.1.3 ábra



4.3.2.3.1.1.4 ábra

Ezeket is kimérték az előzőekhez hasonlóan. Ezt az eljárást még kétszer ismételték meg, amivel mindegyik szárnyat négy különböző vastagsággal mérték ki, végül már nagyon vékonyakká váltak. Tehát így összesen 120 hajócsavarra végezték el a kísérleteket. A 4.3.2.3.1.1.4 táblázat ezeket az adatokat tartalmazza. Az eredeti csavarokat a táblázat szerint jelölték, a vékonyításokkal keletkező sorozatokat pedig A, B és C betű jelölte. A vastagság csökkentése során nagyon ügyeltek arra, hogy ne változtassák meg a tolóoldalt, a végek táján pedig ezek módosított szárnyak egy árnyalattal vékonyabbak voltak a körszeletnél.

Általában nehéz hajócsavar modellkísérleteket végezni nagy pontossággal, ebben az esetben azonban a mért csavarok nagy számának és a képletekben szereplő független változók mennyiségének köszönhetően a véletlenszerű mérési hibákat gyakorlatilag teljesen ki lehetett küszöbölni azzal, hogy az emelkedésviszony, közepes szárny szélesség viszony és szárnyvastagság viszony tartományában ki lehetett egyenlíteni a görbéket.



4.3.2.3.1.1.5 ábra

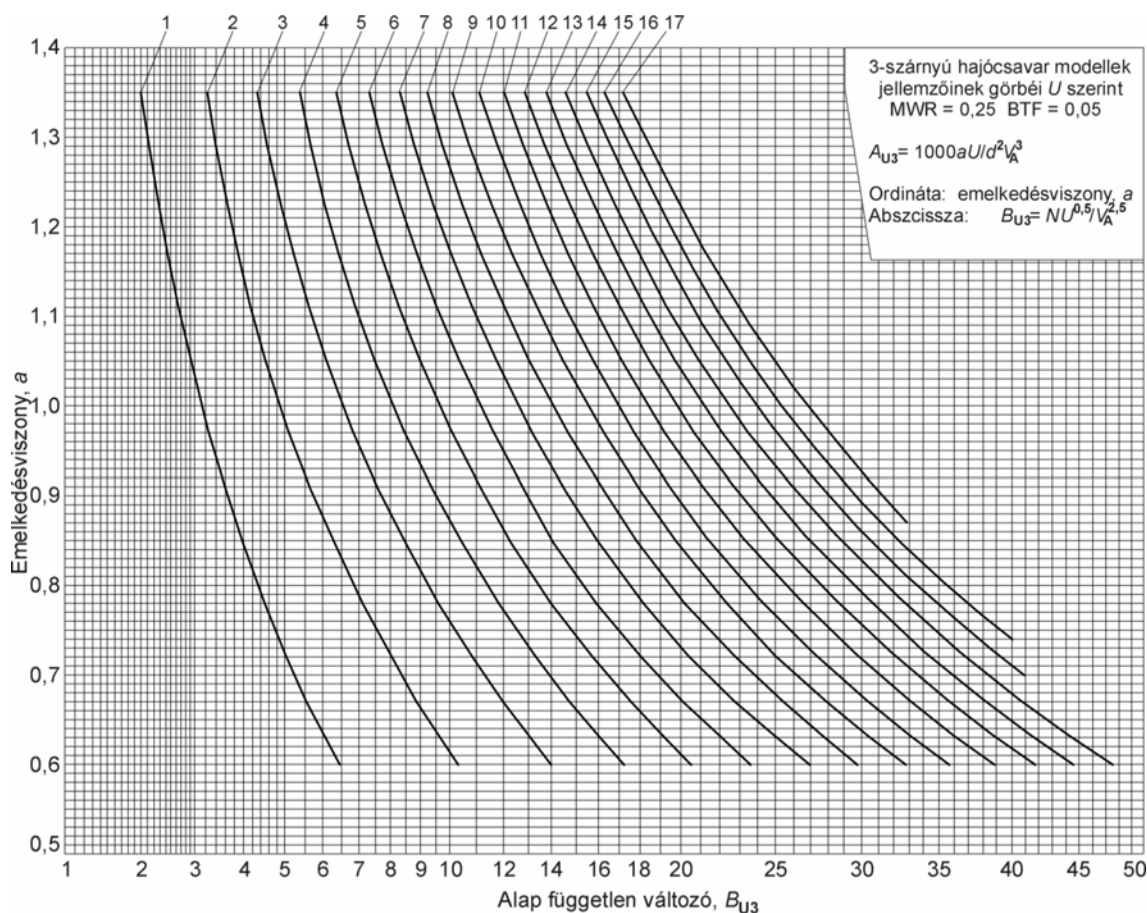
Amikor a hatásfok kiegyenlítésére került sor, ügyeltek arra, hogy inkább alábecsüljék, mint túl, a maximális hatásfokok pedig általában nem fordulnak elő az eredeti formában a későbbi hasonló modelleknél.

Talán a későbbi modellek, amelyek más anyagból készültek, simább felülettel rendelkeztek. A következtetések azonban, amelyeket ezekből a nagy számú csavarral összehangoltan elvégzett kísérletekből le lehetett vonni, nagyon jól összhangban vannak a későbbi, szintén nagy számú modelcsavarral végzett kísérletekkel.

Emelkedésviszony. Az emelkedésviszony mindent összevetve a legfontosabb változó. Konstans szlip és propellersebesség mellett a nyomaték és a tolóerő nő, ha az emelkedésviszony csökken, a növekedés üteme egyre nagyobb az emelkedésviszony csökkenésével. A hatásfok majdnem konstans értékű marad az emelkedésviszony meglehetősen széles tartományában 1,5 felett. Amint azonban az emelkedésviszony csökken, a hatásfok kezd romlani, és az 1-es érték alatt felgyorsul a romlás.

A gyakorlatban a kis emelkedésviszonyú csavarok gyakran voltak nagyon rossz hatásfokúak a kavitáció hatására, ettől eltekintve is a kis emelkedésviszonyú csavarok, kb. 1-es érték alatt, lényegesen rosszabb hatásfokot mutatnak, mint pl. a 1,5-es

emelkedésviszonyúak, a hatásfok annál rosszabb, minél kisebb az emelkedésviszony. Ennek ellenére más megfontolásból manapság nagyobb azoknak a felszerelt csavaroknak a száma, amelyek emelkedésviszonya 1 alatt van, mint amennyié felette.



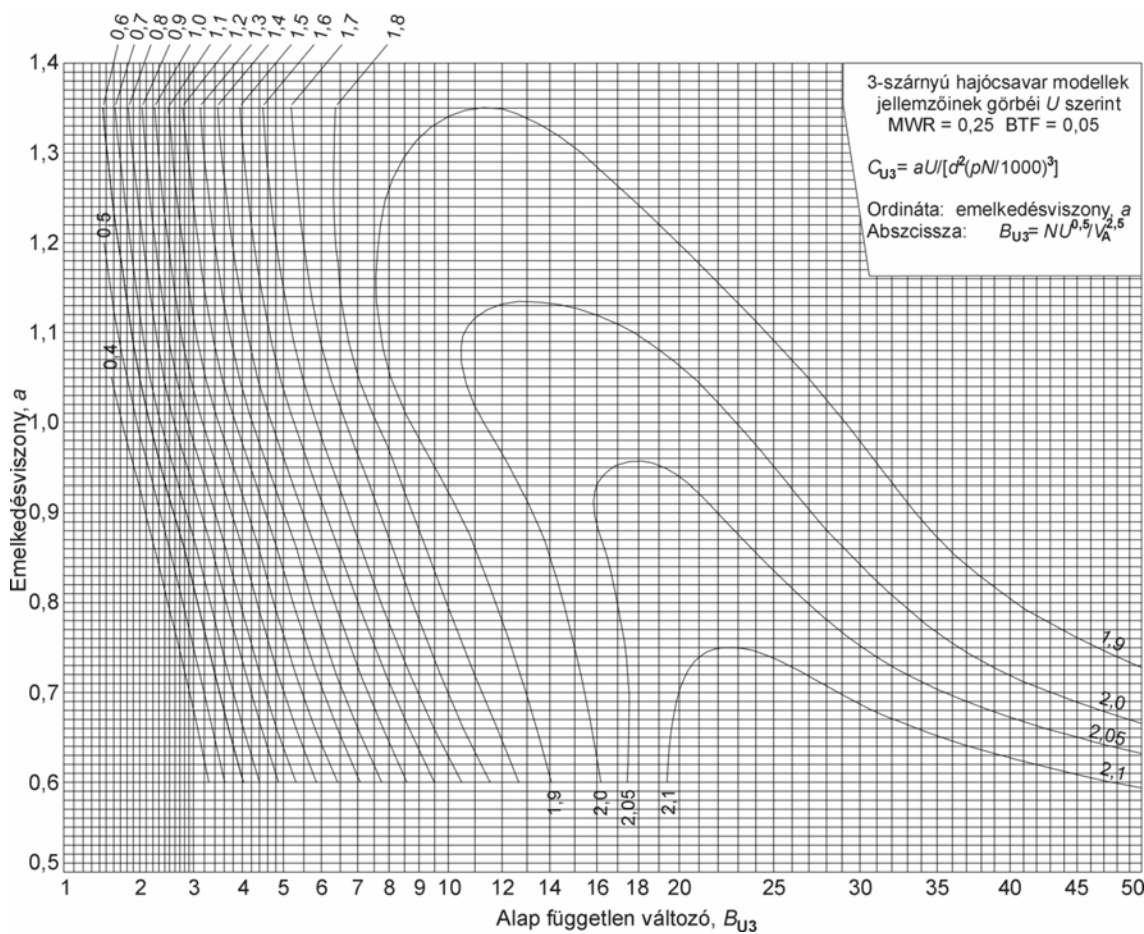
4.3.2.3.1.1.6 ábra

Szárnyvastagság. Amikor a szárnyvastagság befolyását vizsgáljuk, azt találjuk, hogy minél vastagabb a szárny, annál nagyobb a tolóerő és a nyomaték egy adott szlip esetén. Ez tökéletesen természetes, ha visszaemlékszünk, hogy az eredményeket a névleges szlip függvényében rajzolták fel diagramba, és hogy minél vastagabb a szárny, annál nagyobb a virtuális emelkedés, és annál nagyobb a szárnyszelvény profilhatása. A hatásfokra azonban a szárnyvastagságnak nincs nagy hatása.

A keskeny szárnyak hatásfoka gyorsan javul, ha vékonyabbá válnak, a széles szárnyaknál azonban a vastagságnak kevés hatása van a hatásfokra, sőt, valójában a vastagabb szárnyak tűnnek kissé jobb hatásfokúnak. Ha meggondoljuk, hogy a szilárdság érdekében a keskeny szárnyak vastagabbnak kell lennie, mint a szélesnek, arra a következtetésre jutunk, hogy ésszerű változtatások a szárnyvastagságban viszonylag kis hatással vannak a hatásfokra.

Ez általában összhangban levőnek látszik a lassú járású hajócsavaroknál tapasztalt tényekkel. Az ilyen típusú nagy emelkedésviszonyú nehéz hajócsavarok gyakran

nagyon jó eredményeket produkálnak üzem közben a vastag szárnyak ellenére.



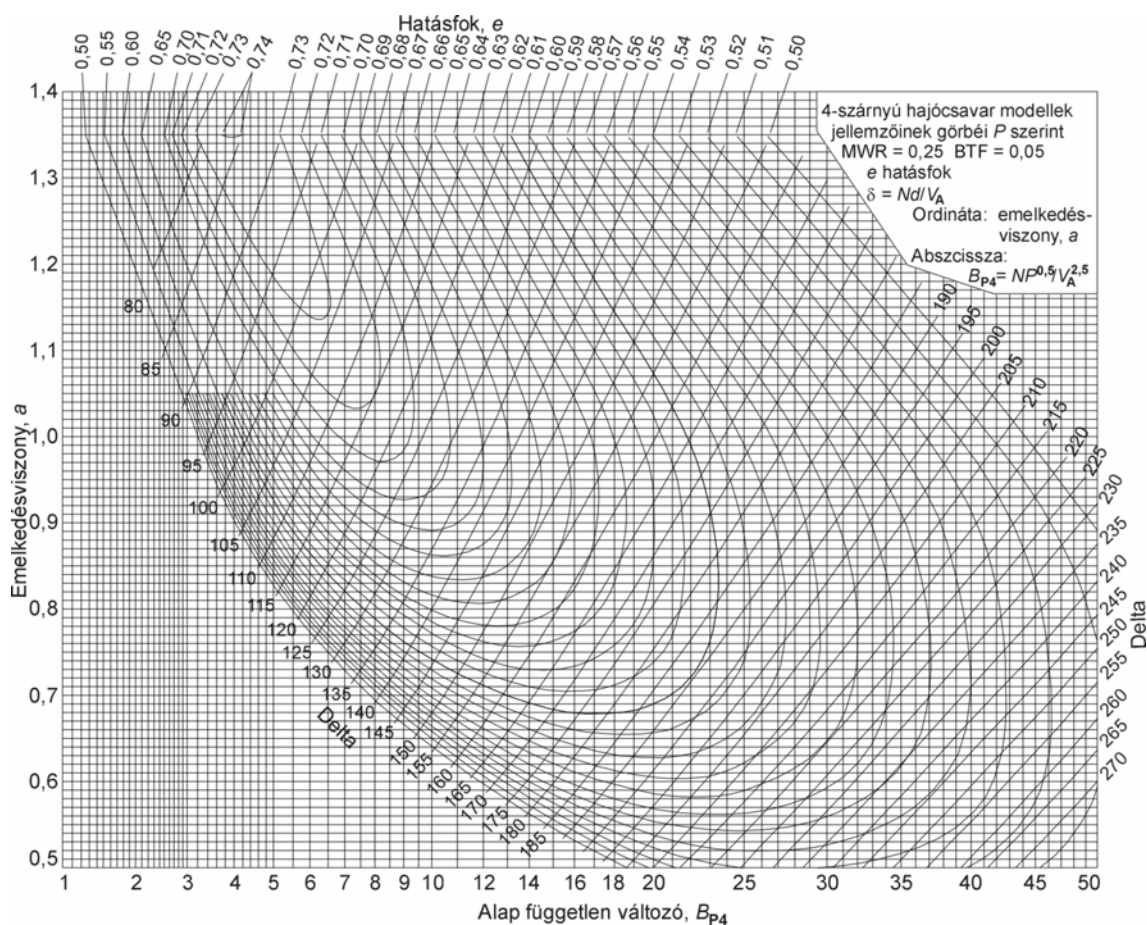
4.3.2.3.1.1.1.7 ábra

A szárny felülete. A 120 hajócsavar sorozatával végzett kísérleteknél nem volt kivitelezhető a szárnyfelület kérdésének vizsgálata úgy, hogy a szárnyvastagságtól teljesen külön lehessen tanulmányozni. A széles szárnyak vékonyabbra lettek kialakítva, mint a keskenyek, ahogy az a valóságos hajócsavaroknál is lenni szokott a gyakorlatban, amikor a kérdés a keskenyszárnyú és a szélesszárnyú hajócsavar között dől el, hogy azonos teljesítményt vegyenek fel azonos fordulatszámra és haladási sebességnél.

A keskeny szárnyak nagyobb vastagságának köszönhető, és emiatt a nagyobb virtuális emelkedésnek adott névleges emelkedésnél, hogy kisebb emelkedésviszonyoknál a keskeny szárnyak nagyobb teljesítményt vesznek fel és nagyobb tolóerőt hoznak létre adott névleges emelkedésviszonynál, mint a széles szárnyak. A nagyobb emelkedésviszonyoknál nem ez a helyzet a gyakorlatban előforduló szlizek esetében, azonban a széles szárnyak alig képesek többre, mint a keskenyek.

Még ha figyelembe vesszük is a vastagsági viszony hatását, nyilvánvaló, hogy a széles szárnyak semmiképpen sem vesznek fel nyomatóerőt és adnak le tolóerőt felületük arányában. Valójában a szárnyfelületnek a tolóerőre és a nyomatókra gyakorolt

befolyása meglepően kicsi.



4.3.2.3.1.1.8 ábra

Ami a hatásfokot illeti, azt találtuk, hogy a gyakorlatban leginkább előforduló emelkedésvíszonyú hajócsavaroknál a széles és a keskeny szárnyak egyaránt kevésbé jó hatásfokúak, mint a közepes szélességű szárnyak, pl. 0,25 és 0,30 közepes szárnysszélesség viszony között. A különbségek azonban nem túl jelentősek. Érdemes felfigyelní arra a különlegesen jó hatásfokra, amely az abnormálisan kis emelkedésű hajócsavarok keskeny szárnyainál tapasztalható. Ez azonban nem annak a ténynek tulajdonítható, hogy a szárnyak keskenyek, hanem annak a ténynek, hogy a keskeny szárnyak nagyobb virtuális emelkedésvíszonnyal rendelkeznek, a nagyon kis emelkedésű hajócsavaroknál pedig a virtuális emelkedésvíszony növekedése hatásfokjavulást jelent.

Szlip. A gyakorlatban leginkább alkalmazott szárnyvastagságok esetén a névleges szlip, amely a maximális hatásfoknak felel meg, szinte mindig 15 és 20% között van, a szlip azonban 25 vagy egyes esetekben 30%-ra növelhető a hatásfok jelentős romlása nélkül. Azonban ez a növekedés hatalmas emelkedést jelent a tolóerőben és a nyomatótkban is. Az következik tehát ebből, hogy egy adott hajócsavar teljesítménye és tolóereje széles

tartományban változhat anélkül, hogy a hatásfok számottevően változna. Így tehát a gyakorlatban nincs arra szükség, hogy a nagy emelkedésű hajócsavaroknál nagyon pontosan célozzuk meg a kívánt szlipet, feltéve, hogy a hajócsavart úgy tervezték, hogy üzemi feltételek között a szlip nem túl kicsi. Az a hajócsavar, amely túl nagy, és emiatt olyan szlip alakul ki, amely jelentősen a maximális hatásfok alatt helyezkedik el, nagyon rossz hatásfokú lesz. Ezzel szemben az a hajócsavar, amely esetleg túl kicsi, és olyan szlippel dolgozik, amely sokkal nagyobb, mint a maximális hatásfokhoz tartozó érték, nem feltétlenül veszít sokat a hatásfokából. Nem szabad megfélemlíteni arról, hogy ezek a szlip értékek olyan hajócsavarokra érvényesek, amelyek zavartalan vízben (nyílvízi feltételek között) üzemelnek. A hajótest mögött dolgozó hajócsavarok látszólagos szlipje általában kisebb még oldalt elhelyezett csavaroknál is, és még kisebb a hajó szimmetriasíkjában levőknél.

Amikor olyan hajócsavarokkal kell foglalkoznunk, amelyek emelkedésviszonya kicsi, pl. az 1-es érték körül vagy alatta, a szlip által befolyásolt hatásfok kérdését bonyolítja az emelkedésviszony által befolyásolt hatásfok kérdése is. Ennek a kérdésnek igen nagy gyakorlati jelentősége van. A későbbiekben láthatunk olyan módszereket, amelyekkel ki lehet választani adott körülményekhez az emelkedésviszony és szlip legjobb kombinációját.

Felületi sűrűlódás hajócsavaroknál. Egy hajócsavar esetében, amelyet adott körülmények közötti üzemre terveznek, valószínűleg egyetlen más, a tervező és a gyártó által befolyásolható jellemző sem bír akkora befolyással a hatásfokra, mint a felület jellege és minősége.

Jó ok van azt hinni, hogy a hatásfok egy új öntött vas vagy acél hajócsavarnál, illetve bronz hajócsavaroknál viszonylag jó (nem rossz) állapotban általában kb. 10%-kal marad alatta egy új, tökéletesen elkészített bronz hajócsavarnál érvényes hatásfoknak, amelyet a lehető legsimábbra munkáltak meg. Más szavakkal a létező hajók nagy többsége valószínűleg mintegy 10%-os elkerülhető teljesítményvesztéssel dolgozik. Ennek a gazdasági veszteségnek az orvoslása valószínűleg inkább tartozik a metallurgus, mint a mérnök feladatai közé. Amire szükség van, olyan felület a hajócsavarnál, amely nemcsak új állapotában lehet azonos minőségű a finoman megmunkált bronz hajócsavarokéval, hanem olyan is marad.

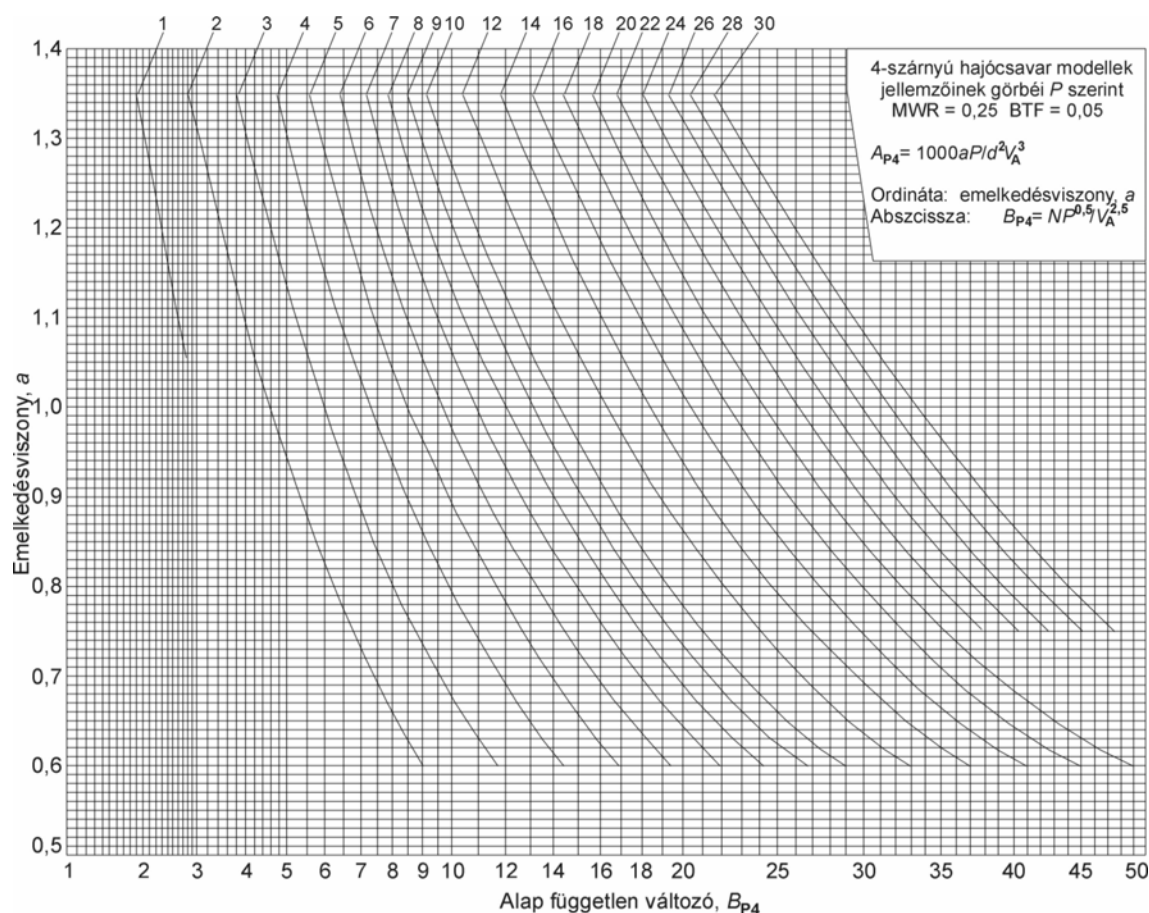
Modellkísérletekből nyert gyakorlati tényezők és állandók teljes léptékű hajócsavaroknál

Az általános irányvonal.

Tudjuk, hogy a kavitáció megjelenéséig a hasonlósági törvény kielégítően érvényes, és a modellkísérleti eredmények érvényesek az összehasonlítható körülmények között működő teljes méretű hajócsavarokra. Amikor alkalmazzuk az eredményeket, nem szabad arról megfélemlítenünk, hogy kavitáló környezetben nem maradnak érvényben, arról azonban majd külön beszélünk.

Ennek a korlátozásnak a fényében láttuk, hogyan tudunk a modelcsavarral végzett kísérletek alapján olyan konstans tényezőkhöz jutni, amelyek minden méretre érvényesek. Ugyanennek a módszernek a felhasználásával és kiterjesztésével szeretnénk olyan diagramokat rajzolni, amelyek hasonló vonalat követve lehetővé teszik

számunkra, hogy a hajótól függetlenül nyíltvízi körülmények között dolgozó hajócsavarokra vonatkozóan bármilyen problémát meg tudjunk oldani.



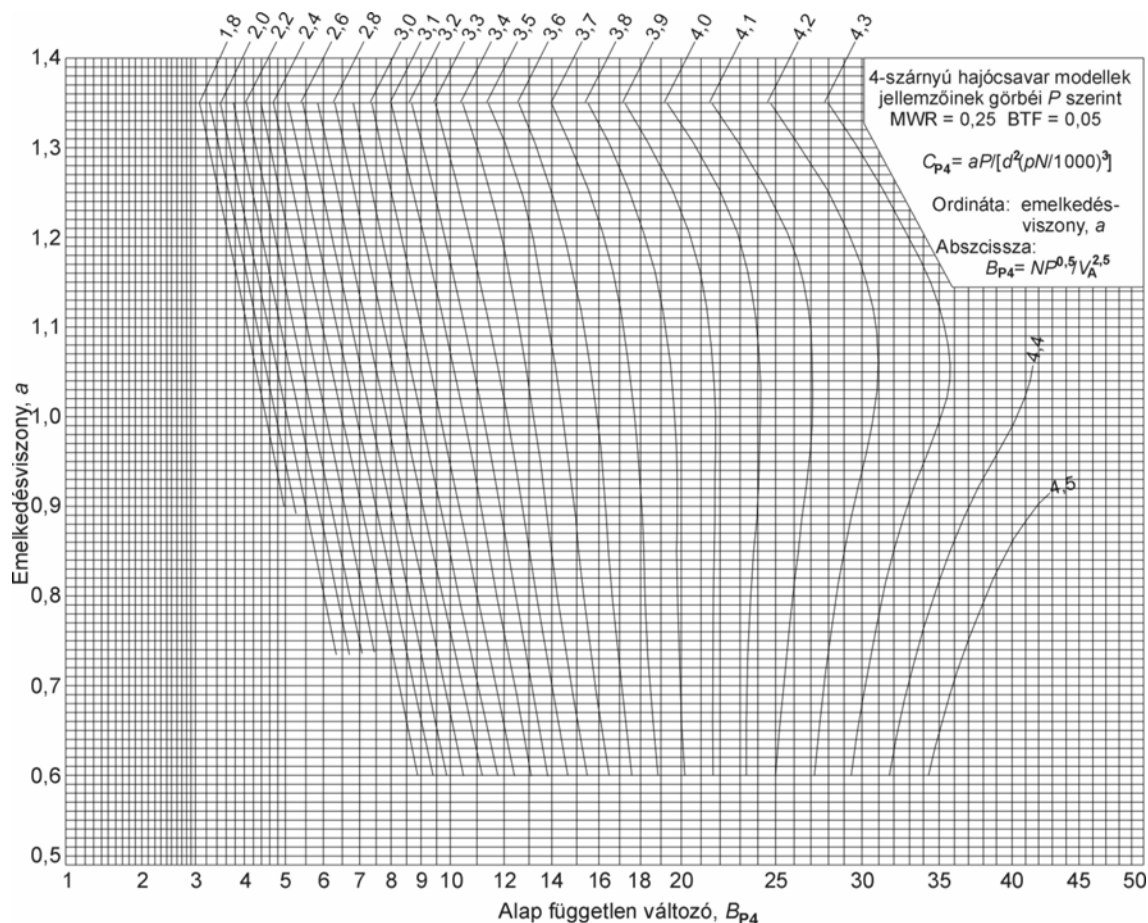
4.3.2.3.1.1.9 ábra

A 120 modelleszavarból álló sorozat méréseinek eredményeinél láttuk, hogy a közepes szárnysszélesség viszony és szárnyvastagság viszony hatásai szekunder fontosságúak – a legfontosabb változó az emelkedésvízsó. Ezért a követendő vonal az volt, hogy a témát olyan módon vizsgáljuk ki először is, amikor átlagos szárnysszélesség viszonytal és szárnyvastagság viszonytal rendelkező modelleszavar sorozatot vizsgálunk meg, amely a szükséges emelkedésvízsó tartományt foglalja magában. Szükségünk volt külön sorozatra a három- és a négyszárnyú hajócsavarokból.

Mindegyik modelleszavarnál a közepes szárnysszélesség viszony 0,25, a szárnyvastagság viszony pedig 0,05 volt. Hat emelkedésvízsó értéket használtunk, ezek 0,6, 0,75, 0,90, 1,05, 1,20 és 1,35. Ezt a hat modellt neveztük háromszárnyú alapsorozatnak. A munkát elvégeztük a háromszárnyú alapsorozat mindegyik modelljénél, illetve a hasonló négyszárnyú sorozatnál.

4.3.2.3.1.1.1 Alapvető sorozatdiagramok

Az információ teljessége érdekében ismernünk kell bármelyik emelkedésvizonyhoz és a B_P vagy B_U értékéhez az alapvető tényezőket, tehát az e hatásfok, δ , A_P , A_U , C_P és C_U értékét.



4.3.2.3.1.1.1.10 ábra

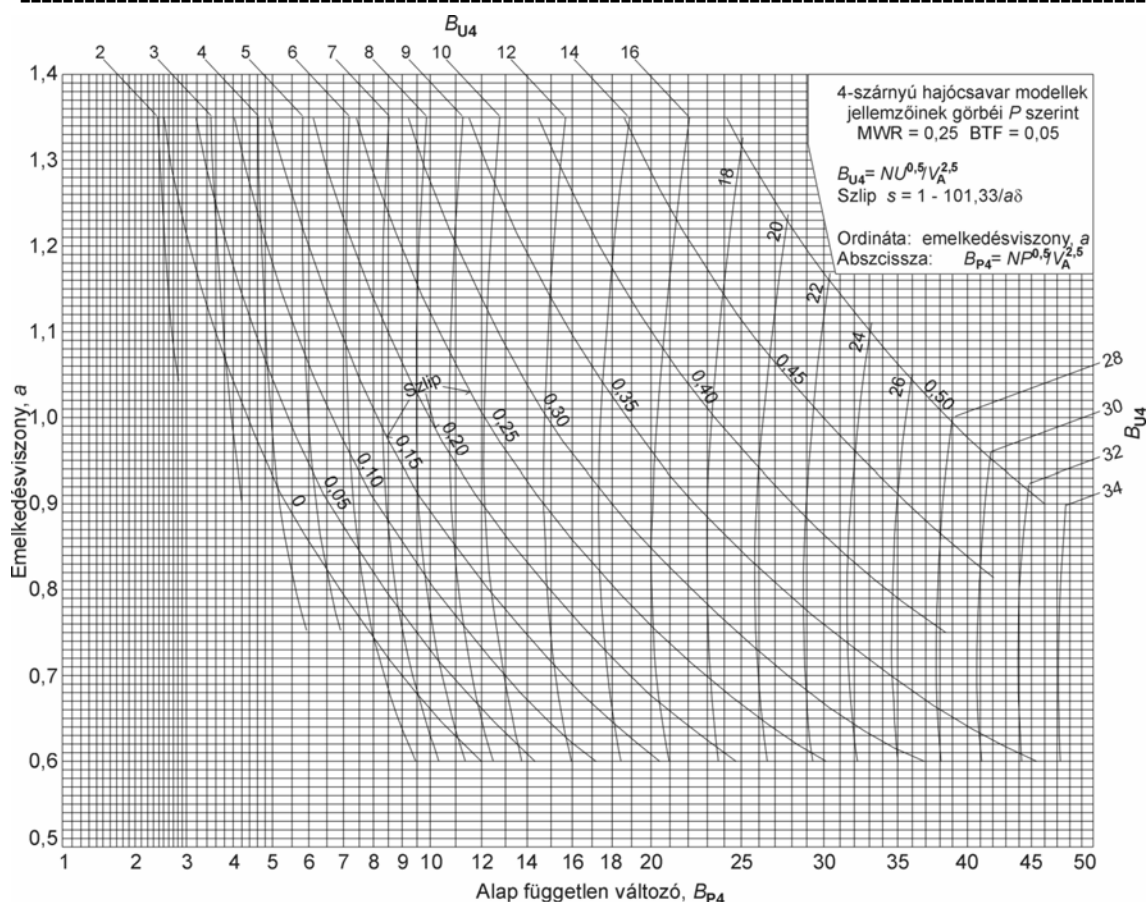
Emellett, bár a szlip nem elsődlegesen szükséges, szükségünk van arra, hogy hozzá tudjuk kapcsolni más tényezőinkhez.

Képesnek kell lennünk bármilyen hajócsavarral két szempontból foglalkozni, a felvett teljesítmény, azaz P , valamint az általa leadott teljesítmény, vagyis U oldaláról.

Így tehát két diagram készletre van szükségünk, egyik B_P , a másik B_U értékeire alapozva.

Magától értetődően a diagramokból, amilyen pl. a 4.3.2.3.1.1.8 ábra, minden egyes modellnél leolvashatjuk az adatokat minden egyes tényező görbéjéről, szükség esetén keresztgörbéket használhatunk.

Ezt az eljárást végig követve végül megkaptuk eredményül a 4.3.2.3.1.1.1-4.3.2.3.1.1.1.18 ábrákat (*Taylor hajócsavar modellkísérleti diagramok*, Figures 267-284, E függelék a Taylor könyvben).



4.3.2.3.1.1.11 ábra

Az alábbiakban ezeket ismertetjük.

4.3.2.3.1.1.1.1 ábra A hajócsavar-hatásfok és a δ tényező görbái B_{P3} függvényében

4.3.2.3.1.1.1.2 ábra A_{P3} görbái

4.3.2.3.1.1.1.3 ábra C_{P3} görbái

4.3.2.3.1.1.1.4 ábra B_{U3} és s görbái B_{P3} függvényében

4.3.2.3.1.1.1.5 ábra A hajócsavar-hatásfok és a δ tényező görbái B_{U3} függvényében

4.3.2.3.1.1.1.6 ábra A_{U3} görbái

4.3.2.3.1.1.1.7 ábra C_{U3} görbái

4.3.2.3.1.1.1.8 ábra A hajócsavar-hatásfok és a δ tényező görbái B_{P4} függvényében

4.3.2.3.1.1.1.9 ábra A_{P4} görbái

4.3.2.3.1.1.1.10 ábra C_{P4} görbái

4.3.2.3.1.1.1.11 ábra B_{U4} és s görbái B_{P4} függvényében

4.3.2.3.1.1.1.12 ábra A hajócsavar-hatásfok és a δ tényező görbái B_{U4} függvényében

4.3.2.3.1.1.1.13 ábra A_{U4} görbái

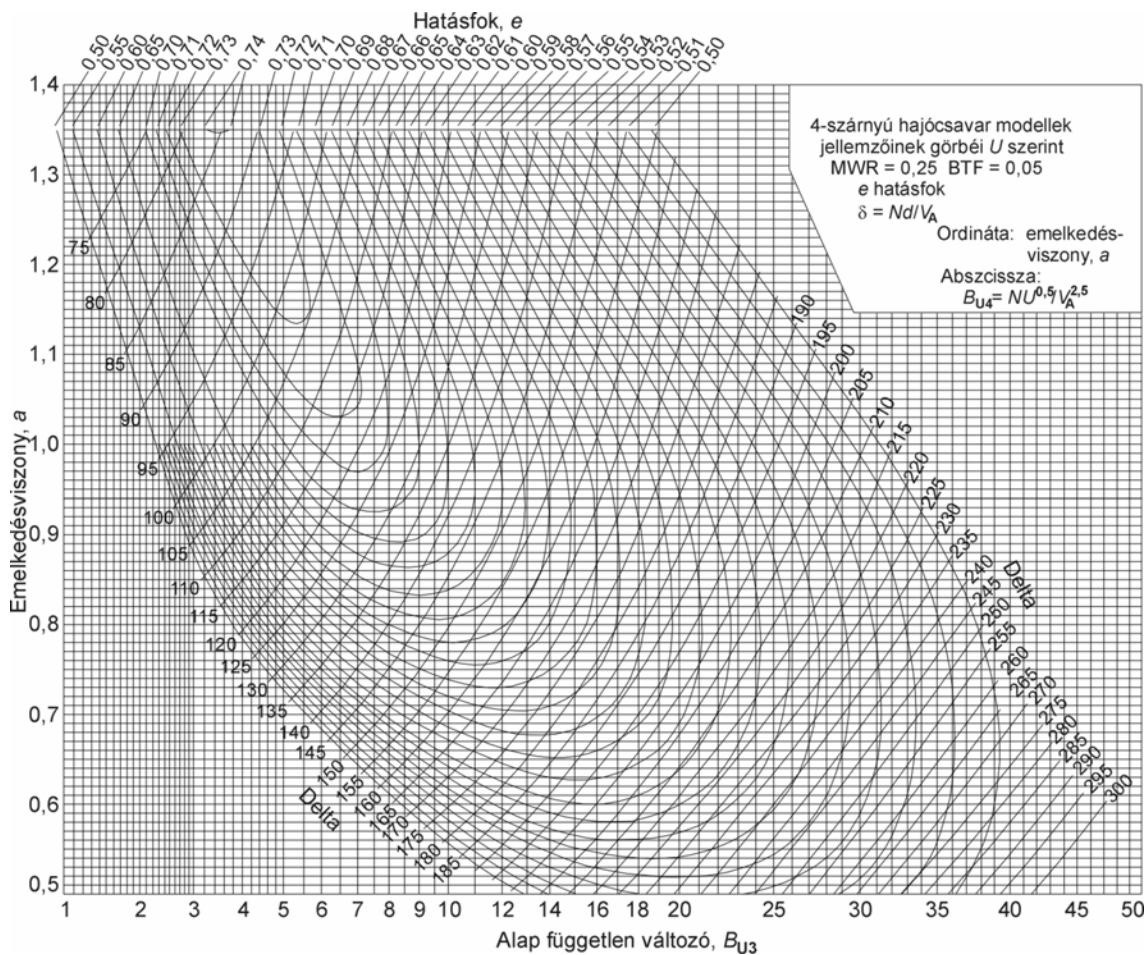
4.3.2.3.1.1.1.14 ábra C_{U4} görbái

4.3.2.3.1.1.1.15 ábra A hajócsavar-hatásfok és a δ tényező görbái B_{P4} függvényében nagy B_{P4} értékekre

4.3.2.3.1.1.1.16 ábra A_{P4} görbái nagy B_{P4} értékekre

4.3.2.3.1.1.1.17 ábra A hajócsavar-hatásfok és a δ tényező görbéi B_{U4} függvényében nagy B_{U4} értékekre

4.3.2.3.1.1.1.18 ábra A_{U4} görbéi nagy B_{U4} értékekre

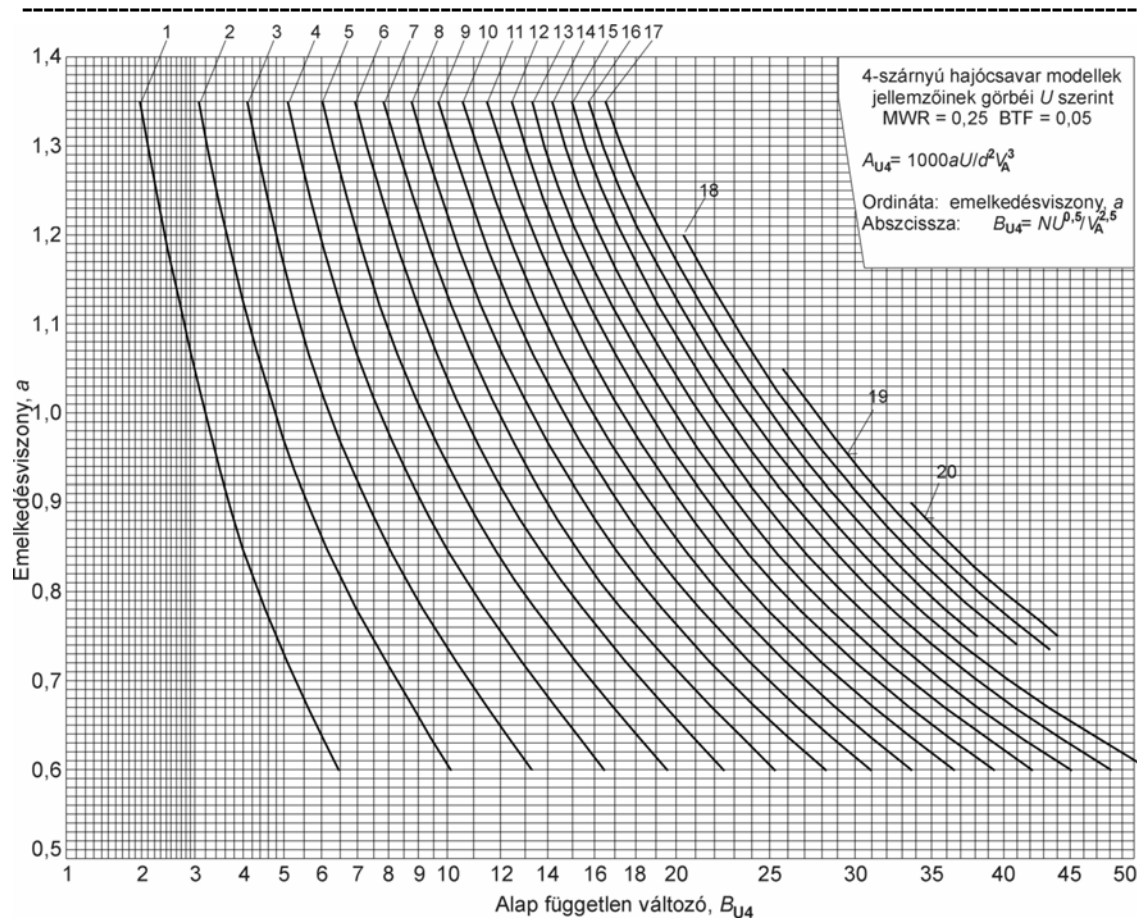


4.3.2.3.1.1.1.12 ábra

Ez a tizenhét ábra referencia és tanulmányok céljára alkalmas méretben szerepel a könyvben. Tervezőirodai használatra ezek kinagyított változatát célszerű alkalmazni.

Az alapsorozatok diagramjainak vizsgálata. Természetesen azok a legfontosabb diagramok, amelyek alapján meg lehet határozni az átmérőt, emelkedésvíszonyt és hatásfokot, amelyeket a 4.3.2.3.1.1.1.1, -5, -8, -12, -15 és -17 ábra tartalmaz.

Vegyük pl. először is a 4.3.2.3.1.1.1.1 ábrát a B_{P3} esetében. Egy adott B_{P3} értéknél azon a ponton található a maximális hatásfok, ahol az e görbéjének érintője az adott pontban húzott függőleges egyenes. Ez a pont egyben megadja a maximális hatásfokhoz tartozó emelkedésvíszonyt is, és az adott ponthoz tartozó δ értéke az átmérőt határozza meg, azzal együtt pedig a szárnyszélességet és szárnyvastagságot. Az azonban nyilvánvaló, hogy a maximális hatásfok pontja alatt és felett eléggé nagy tartományon belül választható ki az emelkedésvíszony (és δ) értéke.



4.3.2.3.1.1.1.13 ábra

A diagram legérdekesebb tulajdonsága, hogy amint a B_p , azaz N , P és V_A értékét rögzítettük, már az elérhető maximális hajócsavar hatásfokot is rögzítettük. Választhatunk olyan konstrukciót, amely ezt a maximális hatásfokot nem éri el, de nem tudunk a diagramnak megfelelő hajócsavar típusból olyant kiválasztani, amely azt meghaladja.

A másik érdekes tulajdonság, hogy a B érték növekedésével az elérhető maximális hatásfok csökken. A tervező által kiválasztható paraméter a B tényezőben N , és a diagram világosan megmutatja, hogy N értékének növekedése csökkenti azt a maximális hatásfokot, amelyet a hajócsavarral el lehet érni.

Hasonlóképpen használható a másik öt hasonló ábra is.

A 4.3.2.3.1.1.1 táblázat néhány B értéket tartalmaz a tipikus hajókhoz, amelyek a jellemzők széles skáláját foglalják magukban, illetve hajócsavarjuk emelkedésviszonyát, amelyek már mind jónak bizonyultak.

Ha összevetjük a fenti emelkedésviszonyokat a legjobb emelkedésviszonyokkal, amelyek a 4.3.2.3.1.1.1 és 4.3.2.3.1.1.8 ábrán találhatóak, azt látjuk, hogy az egyezés kiváló. A legnagyobb eltérés a négycsavaros hadihajó esetében tapasztalható. A 4.3.2.3.1.1.1 ábra 0,95 értéket ad legjobb emelkedésviszonyra 10,6 B értékhez, a valóságos emelkedés azonban 1,13. Az első értékhez tartozó legjobb hajócsavar hatásfok 0,694, viszont az 1,13 emelkedésviszónál ez 0,682. Ez a csökkenés

BBBZ kódex

elfogadható, ha pl. kisebbre kell venni az átmérőt. Ezt mutatja a 4.3.2.3.1.1.1.1 ábra alapján az, hogy az adott B értéknél az átmérő az 1,13 emelkedésviszohnál majdnem 10%-kal kisebb, mint 0,95 emelkedésvizohny esetén.

Ha a hajócsavar tervezését az effektív vagy nettó teljesítmény, illetve vontatási teljesítmény (a hajó teljes ellenállásához tartozó teljesítmény) alapján kell elvégezni, amelyet E jelöl, szükség van E és U , azaz a hasznos teljesítmény kapcsolatára. Ezt a már ismert képlettel tehetjük meg.

$$U = E(1-w)/(1-t)$$

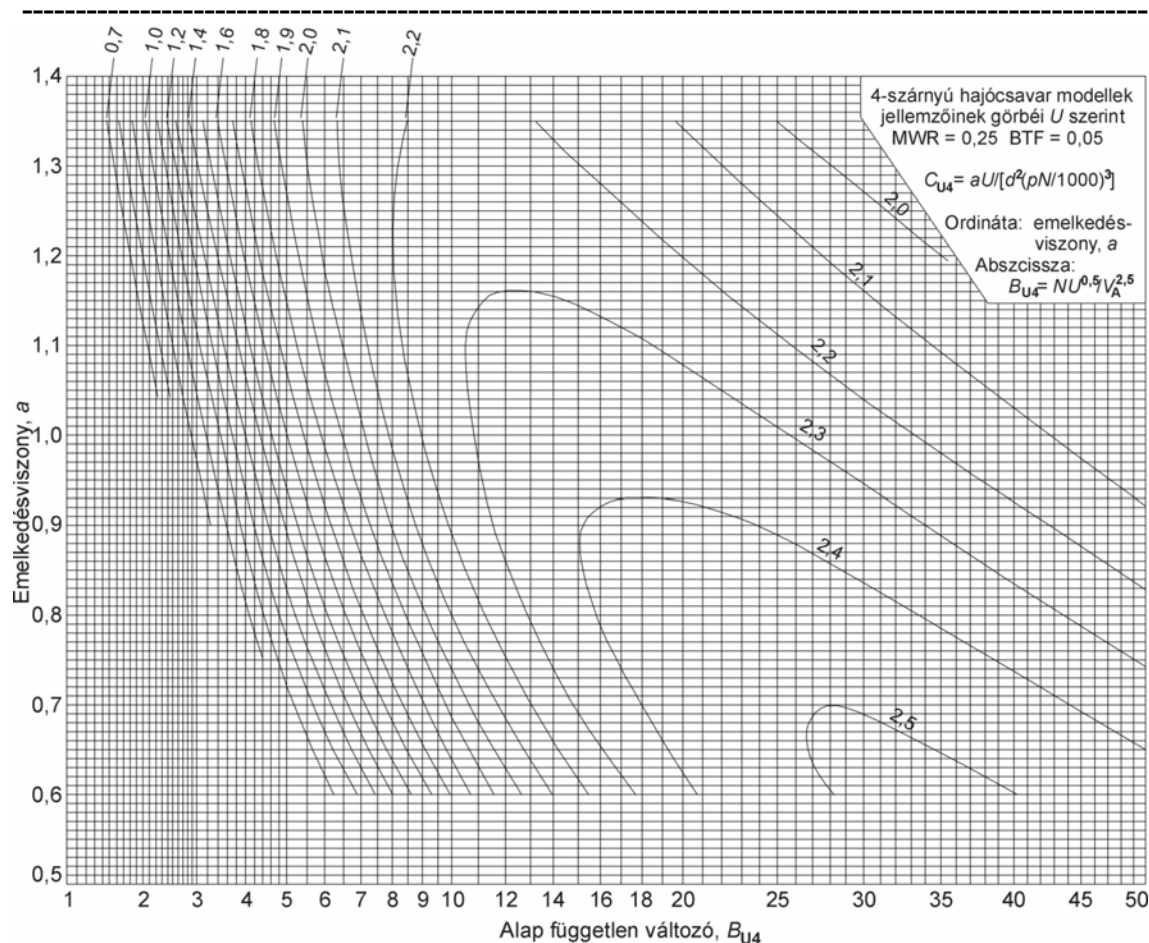
Ez az eljárás azt teszi szükségessé, hogy megbecsüljük a t és w értékét, hogy kiszámíthassuk U -t. Utána már V_A kiszámítható, és N ismeretében már B_U meghatározható. A 4.3.2.3.1.1.1.5 és -12 ábra ezt követően lehetővé teszi a maximális standard hatásfoknál az a emelkedésvizohny és a δ kiválasztása után az átmérő kiszámítását. A korábbiakhoz hasonlóan ezek a görbék ugyanazokkal a jellemzőkkel dolgoznak, mint a B_P esetében.

4.3.2.3.1.1.1.1 táblázat

Hajó fő jellemzői	B értéke	Emelkedés- visohny
1.200-tonnás 35-csomós kécsavaros gyors hadihajó	7,5	1,11
500-tonnás 18-csomós egycsavaros őrnaszád	20,5	0,72
20.000-tonnás 21-csomós kécsavaros csatahajó	8,7	1,08
33.000-tonnás 21-csomós négycsavaros csatahajó	10,6	1,13
16.000-tonnás 18-csomós kécsavaros személy- és áruszállító hajó	9,2	1,03
11.000-tonnás 13-csomós kécsavaros szénszállító hajó	17,5	0,97
14.000-tonnás 11,5-csomós egycsavaros tankhajó	18,5	0,90

A 4.3.2.3.1.1.1.4 és -11 ábra egyidejűleg mutatja az összefüggést a B_P , B_U és a szlip között. A B_P kis értékeinél az emelkedésvizohny növekedése növeli az arányt a csavar által leadott teljesítmény és a felvett teljesítmény között. Amint B_P tovább nő, ez a tendencia csökken, így B_P egészen nagy értékeinél a vizohny U és P között már nem változik észrevehetően az emelkedésvizohny változásának hatására. Másrészt egy adott B_P értéknél az emelkedésvizohnyban bekövetkező növekedés növeli a valóságos szlipet, egy adott emelkedésvizohny értéknél azonban a szlip növekedése a B értékét növeli, azaz, ami ugyanazt jelenti, N értékét – adott teljesítmény mellett.

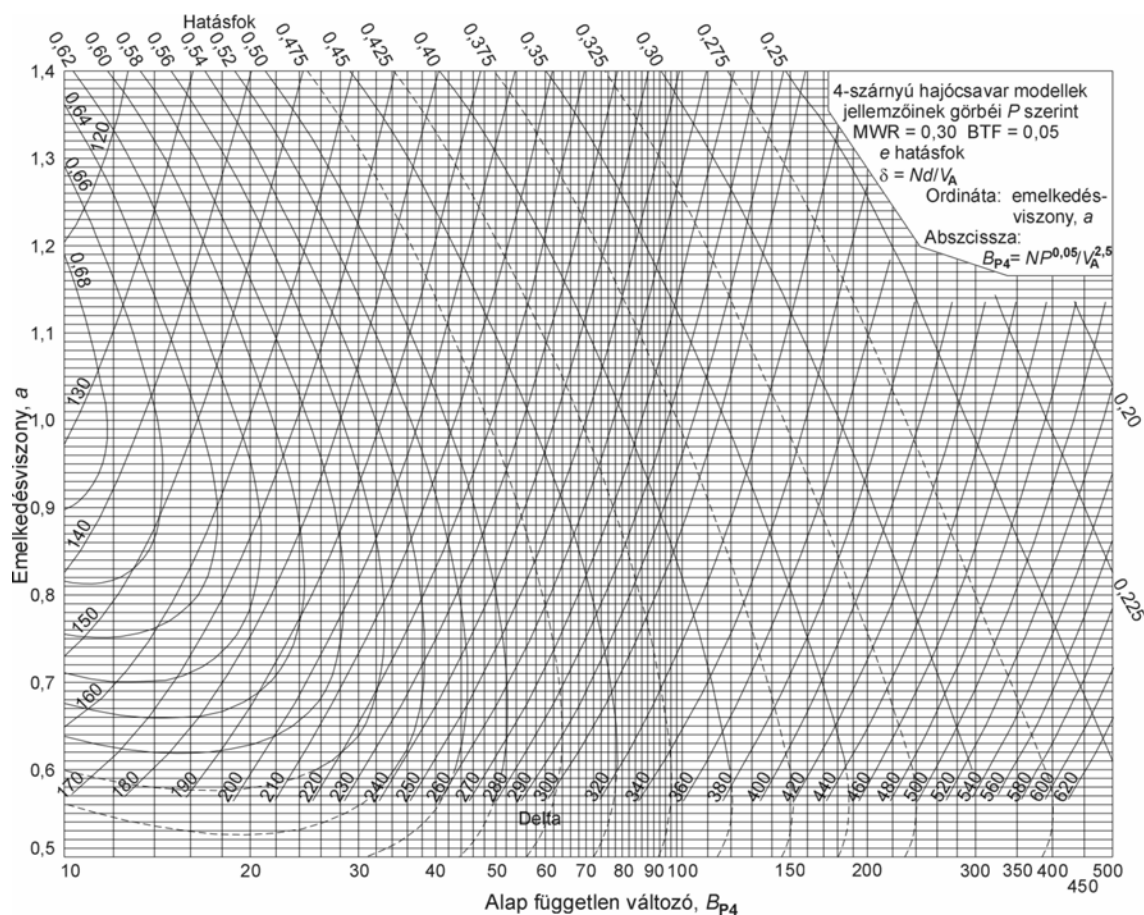
A többi görbe, amelyek A és C viszohnyát fejezik ki B értékeihez, csupán arra használatos, hogy teljessé tegye a kapcsolatot a hajócsavar jellemzői között, emiatt tehát szekunder fontosságot kell nekik tulajdonítani. A C tényező nem tartalmazza V_A , A pedig nem tartalmazza N mennyiségét. Emiatt bármilyen körülmények között meghatározható az ismeretlen tényező. Észre kell vennünk, hogy B_U nagyobb értékeinél C_U meghatározása nem egyszerű. Az ilyen ritka esetekben C_U kiszámítását közvetlenül a 4.3.2.3.1.1.7 és 4.3.2.3.1.1.8 ábra alapján végezhetjük, mivel C arányos a B^2/δ^5 hányadossal, és ezeket az értékeket könnyű kiszámítani.



4.3.2.3.1.1.1.14 ábra

A három- és négyszárnyú hajócsavarok összehasonlítása. Nem lehet nem észrevenni, hogy a 4.3.2.3.1.1.1-4.3.2.3.1.1.1.14 ábrák kicsit jobb hatásfokot adnak a háromszárnyú hajócsavarokra mint a négyszárnyúakra. A kereskedelmi áruszállító hajókra jellemző B értékeknél ez a különbség nem jelentős, de tekintetbe kell venni a kisebb B értékeknél, amelyek a hadihajóknál és a többi gyors hajónál fordulnak elő. A hadihajók hajócsavarjai általában három-, a kereskedelmi hajókéi pedig négyszárnyúak, tehát a 4.3.2.3.1.1.1-4.3.2.3.1.1.1.14 ábrák valóban összhangban vannak a gyakorlattal. A kérdés felvetése miatt különleges méréseket végeztünk, amelyek a fenti eredményeket igazolták. Eredményeik szerint kisebb B értékek esetén kevéssel jobb a hatásfoka a háromszárnyú hajócsavaroknak, és nagy B értékeknél még kisebb mértékben a négyszárnyú hajócsavarok mutatnak jobb hatásfokot. Ezek a megfigyelések alátámasztják a jelenlegi gyakorlatot, ahol a háromszárnyú hajócsavarokat a tervezők általában ott részesítik előnyben, ahol a B értékei kisebbek, a négyszárnyúakat pedig olyan körülmények között, ahol a B értékei nagyobbak. A gyakorlatban azonban olyan esetekben, amikor a B értéke 10 körül van, az eltérések már annyira jelentéktelenek, hogy figyelmen kívül hagyhatóak. A három- vagy négyszárnyú hajócsavar alkalmazása annak eredménye lehet ilyenkor, hogy a fordulatonként leadott

három vagy négy gerjesztés okoz-e rezgést a hajótestben harmonikus rezgésszámok miatt. A tapasztalat alapján egy hajónál ki lehet cserélni a hajócsavart háromról négyszárnyúra vagy ellenkezőleg, és valószínűtlen, hogy mindkét esetben a hajócsavar jelentős rezgéskeltő lenne.



4.3.2.3.1.1.1.15 ábra

4.3.2.3.1.1.2 A standard szárnyvastagságtól és szélességtől való eltérés hatásai

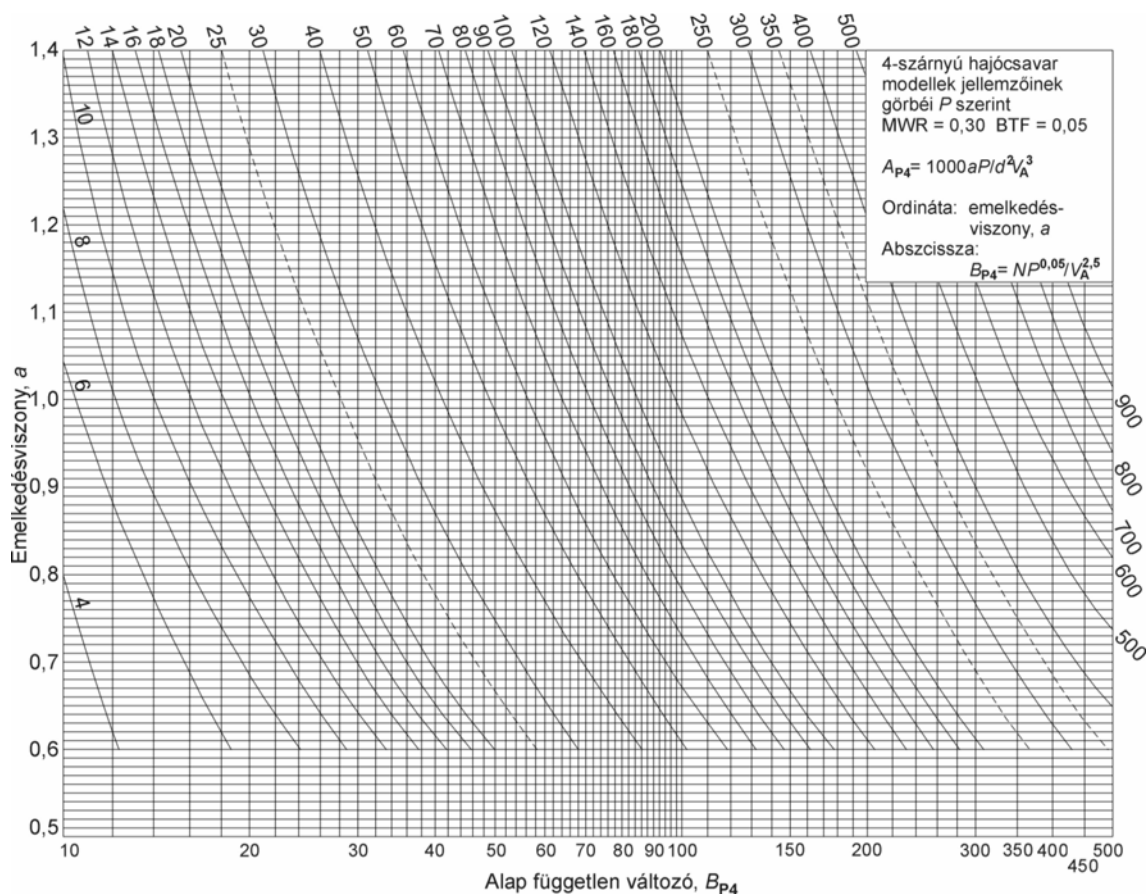
A 4.3.2.3.1.1.1-4.3.2.3.1.1.14 ábrák mindegyike olyan hajócsavarokra vonatkozik, amelyeknél a szárnyak elliptikusak voltak, a standard közepes szárny szélesség viszony 0,25 volt, a szárnyvastagság viszony pedig 0,05.

A szárnyforma változtatásainak hatását korábban már láttuk.

Itt arra van szükség, hogy annak hatását vizsgáljuk meg, amennyiben el kell térni a közepes szárny szélesség viszony és a szárnyvastagság viszony standard értékeitől. Ehhez foglalkoznunk kell a következőkkel:

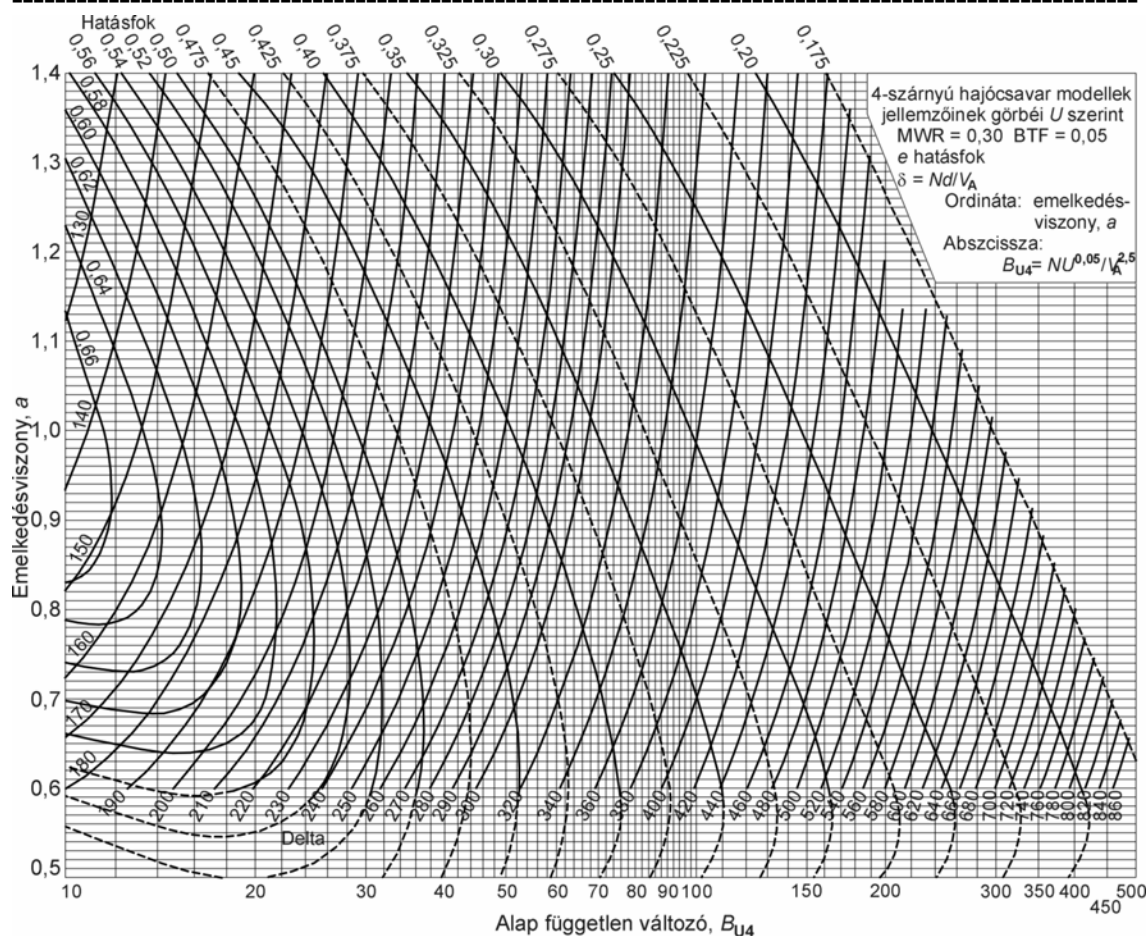
- (1) emelkedésvíszony,
- (2) közepes szárny szélesség viszony (MWR),
- (3) szárnyvastagság viszony (BTF),
- (4) B értékei és

(5) vagy a hatásfok vagy az átmérő.



4.3.2.3.1.1.16 ábra

Nem tudunk öt mennyiséget belefoglalni egyetlen diagramba, amennyiben pedig megpróbálnánk, és olyan B diagramokat akarnánk szerkeszteni, amelyek az MWR és a BTF gyakorlatban előforduló összes kombinációjára kiterjednek, nagyon nehézkesen használható rendszert kapnánk. Szerencsére egyszerűbbé tehetjük a dolgunkat azzal, hogy annyi megközelítést alkalmazunk, amennyit a gyakorlat megenged. Először is bármelyik B diagramban főleg az a terület hasznos a gyakorlat szempontjából, amely a görbék függőleges szakasza közelében van, tehát az adott B értékek esetében a legjobb hatásfok tartománya. Így, ha azon a görbén dolgozunk, amely összeköti a maximális hatásfokú pontokat, eggyel csökkentjük a változók számát, mert azon a vonal mentén dolgozunk, ahol az összefüggés B és az emelkedésvíszony között ismert. Ez a görbe a különböző MWR és BTF értékek B diagramjainál annyira kevésbé tér el, hogy valamennyi esetben a standard értékhez tartozót fogadhatjuk el. Másodszor, jelentősen egyszerűsödnek a dolgok, ha helyettesítjük a hatásfok és δ (amely arányos az átmérővel) standard értékeit 1-gyel, és a nem-standard értékek helyett azok standard értékekhez viszonyított arányát használjuk.



4.3.2.3.1.1.17 ábra

Harmadszor, amikor a 120 modell méréseinek eredményeit vizsgáltuk úgy találtuk szerencsére, hogy az emelkedésviszony (és B) gyakorlatban előforduló tartományában az arány a standard értékek és az MWR és BTF nem-standard kombinációinak értékei között, bár nem konstans, de annyira közel van a konstanshoz minden esetben, hogy semmilyen lényeges hibát nem követünk el, ha az arányt konstansnak tekintjük. Ha ezt tesszük, kis mértékben alulértékeljük a relatív hatásfokot a nagyobb emelkedésviszonyoknál, illetve túlbecsüljük a kisebb emelkedésviszonyok esetében.

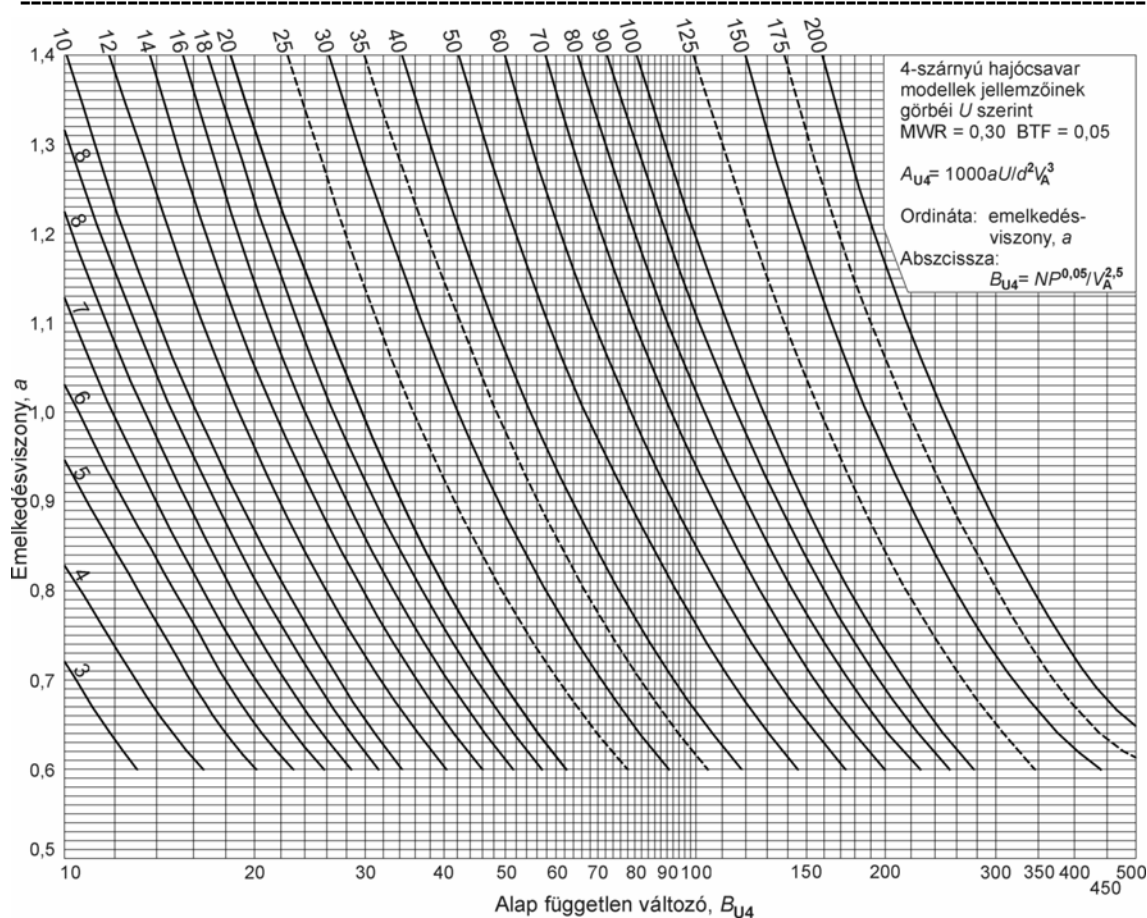
Ha így teszünk, csökkenthetjük a tekintetbe veendő változók számát a következőkre

- (1) MWR,
- (2) BTF és
- (3) hatásfok vagy δ (átmérővel arányos).

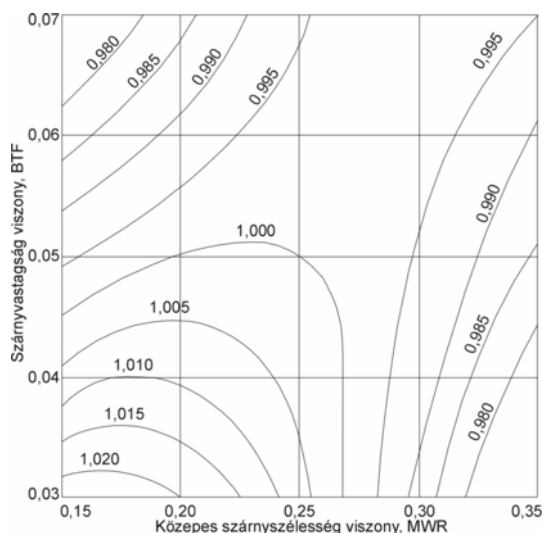
Így végül két diagram elegendő a helyzet feloldásához, a 4.3.2.3.1.1.2.1 és

4.3.2.3.1.1.2.2 ábra.

A 4.3.2.3.1.1.2.1 ábra a relatív hatásfok görbéit mutatja, ahol az abszcisszán az MWR szerepel, illetve az ordinátán a BTF. A másik, a 4.3.2.3.1.1.2.2 ábra pedig a relatív δ értékekkel foglalkozik. Ezek az ábrák azt mutatják, hogy az MWR és BTF gyakorlatban előforduló változásai meglepően kis hatást gyakorolnak.



4.3.2.3.1.1.18 ábra



4.3.2.3.1.1.2.1 ábra

Ami a hatásfokot illeti, nem lehetett találni semmilyen számottevő nyereséget abból, ha eltérünk a standard $MWR = 0,25$ és $BTF = 0,05$ értékektől, hacsak nem választunk olyan szárnyat, amely nemcsak keskeny, hanem vékony is, ami azonban járhatatlan megoldás mindaddig, amíg nem használunk sokkal erősebb anyagokat.

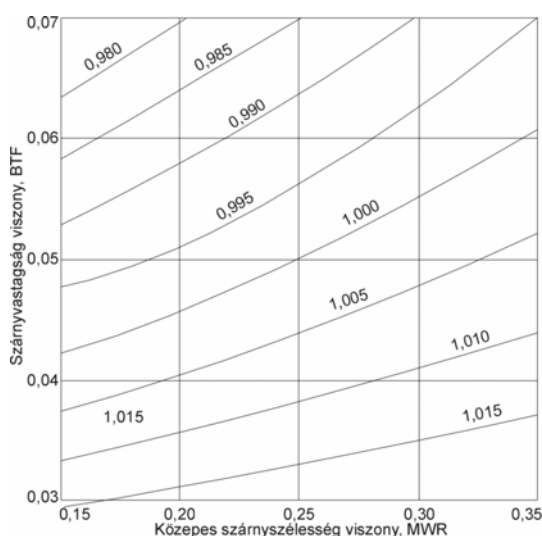
Az átmérőre vonatkozóan az a tapasztalat, hogy a keskeny vastag szárny használata kicsivel kisebb átmérőt tesz lehetővé, a széles vékonyabb egy kissé nagyobbát kíván.

Ez érthető a vastagabb szárnyon a profilhatás miatt keletkező nagyobb felhajtóerőből. Nem szabad megfeledkezni arról, hogy a 4.3.2.3.1.1.2.1 és 4.3.2.3.1.1.2.2 ábra szerint a különbségek meglehetősen kicsik, és ezek az eredmények mérésekből származnak, tehát

inkább tendenciáknak kell őket tekinteni, nem pedig egzakt feltételeknek.

Azt azonban egyértelműen jelzik, hogy a 120 háromszárnyú modellel végzett kísérlet annyira kis eltéréseket mutat a csavarok teljesítménye szempontjából, amikor eltérünk a standard szélességű és vastagságú szárnyaktól, hogy a standard diagramok eléggé jó megközelítést adnak ahhoz, hogy használhatjuk őket gyakorlati célokra a nem-standard körszelet profilú szárnyak teljesítményének meghatározásánál.

Ami a négyszárnyú körszelet szelvényű hajócsavarokat illeti, ezekre kevesebb kísérleti eredmény áll rendelkezésre, mint háromszárnyú hajócsavaroknál. A kísérletek elemzése azonban, amelyet a U. S. Experimental Model Basin végzett, azt látszik alátámasztani, hogy valamivel nagyobb hatása van a teljesítményadatokra az MWR és BTF változtatásának, mint a háromszárnyú hajócsavarok esetében, de még akkor is, ha ez valóban így van, a gyakorlatban ez az eltérés a standard eredményektől nem jelentős.



4.3.2.3.1.1.2.2 ábra

Hasonlóan a három szárnyhoz, bizonyos javulás van a hatásfokban, amikor egy adott vastagság esetén a szélesség nő.

A 4.3.2.3.1.1.1.1 táblázatban látható, hogy B értékek különféle hadi- és kereskedelmi hajóknál megközelítően 7,5 és 20 között vannak. Tehát a B értékeknek a 4.3.2.3.1.1.1-4.3.2.3.1.1.1.14 ábrákban található tartománya a legtöbb hajónál bőségesen elegendő.

Nem megfelelő azonban vontatóhajókhoz és hasonló járművekhez. Ez az oka annak, hogy

a jelenlegi kiadásban már megtalálható a 4.3.2.3.1.1.1.15, -16, -17 és -18 ábra annak érdekében, hogy ezekre a hajókra is kiterjesszük az adatokat. Ezek az ábrák 0,30 közepes szárny szélesség viszonyú, 0,05 szárnyvastagság viszonyú és elliptikus szárnyformájú négyszárnyú csavarokhoz adják meg a hatásfok és δ görbéket. Érdemes figyelembe venni, hogy ezek az ábrák a B értékeit a 10-300 tartományban adják meg. A 0,30 közepes szárny szélesség viszonyt azért választottuk a standard 0,25 érték helyett, mert a gyakorlatban a vontatóhajók csavarjai általában szélesebb szárnyúak, mint a kereskedelmi hajókéi. A korábban a 4.3.2.3.1.1.1.1-4.3.2.3.1.1.1.14 ábrákhoz adott magyarázat ezekre a további ábrákra is érvényes.

4.3.2.3.1.2 A wageningeni MARIN intézet modellkísérletei

4.3.2.3.1.2.1 B-sorozatok

A *B sorozatokba* sorolt hajócsavar modelleket a Netherlands Ship Model Basin (mai elnevezése MARIN) hajómodell kísérleti intézetben tervezték, amely Wageningenben található, és ezek méréseit az 1950-es években végezték el. Összesen 120 B típusú hajócsavar modell nyíltvízi jellemzőit mérték az intézetben, a mérési eredményeket polinom regressziós elemzéssel értékelték ki. A kapott polinomok a tolóerő- és nyomatéktényezőket a szárnyszám, szárnyfelület viszony, emelkedésviszony és a sebességtényező függvényében tartalmazták. A Reynolds szám hatását és a szárnyvastagság változásának befolyását a B sorozatú hajócsavarok jellemzőire szintén kiértékelte az intézet. A hajócsavaroknak a kapott polinomok függvényértékeiből nyert nyíltvízi jellemzőit ezután diagramokban ábrázolták a Reynolds szám $2,0 \times 10^6$ értékénél, ahol az egyes diagramlapok külső paramétereként a szárnyszám (2 és 7 között) és a felületviszony (0,3 és 1,05 között) volt megjelölve, a diagramlapokon pedig a hatásfokot, a tolóerő- és nyomatéktényezőt olyan görbék ábrázolják ordinátaként az abszcisszán levő sebességtényező függvényében, ahol az egyes görbék paramétere valamennyi diagramlapon azonos módon az emelkedésviszony. Az emelkedésviszony tartománya 0,5 és 1,4 közé esik, ami megegyezik Taylor modellcsavarjaival. A holland intézet elemző jelentését 1981-ben egy diplomamunkában feldolgozták a michigani egyetemen, a következő ábrákon látható diagramok ebből származnak.

A képletekben alkalmazott jelölések jelentése:

A_E/A_0	nyújtott felületviszony
D	hajócsavar átmérő, m
J	sebességtényező
K_Q	nyomatéktényező
K_T	tolóerő-tényező
n	hajócsavar fordulatszáma, 1/sec
P/D	emelkedésviszony
Q	hajócsavar által felvett nyomaték, Nm
T	hajócsavar tolóereje, N
t/c	szárnymetszetek vastagság/szelvényhossz viszonya
V_A	haladási sebesség a hajócsavar helyén, m/sec
Z	szárnyak száma
η_0	a hajócsavar nyíltvízi hatásfoka
ρ	a közeg sűrűsége, kg/m ³

A hajócsavar nyíltvízi jellemzői a következő képletek szerint határozhatóak meg:

$$K_T = T / \rho n^2 D^4 \quad \text{tolóerő-tényező}$$

$$K_Q = Q / \rho n^2 D^5 \quad \text{nyomatéktényező}$$

$$J = V_A / nD \quad \text{sebességtényező}$$

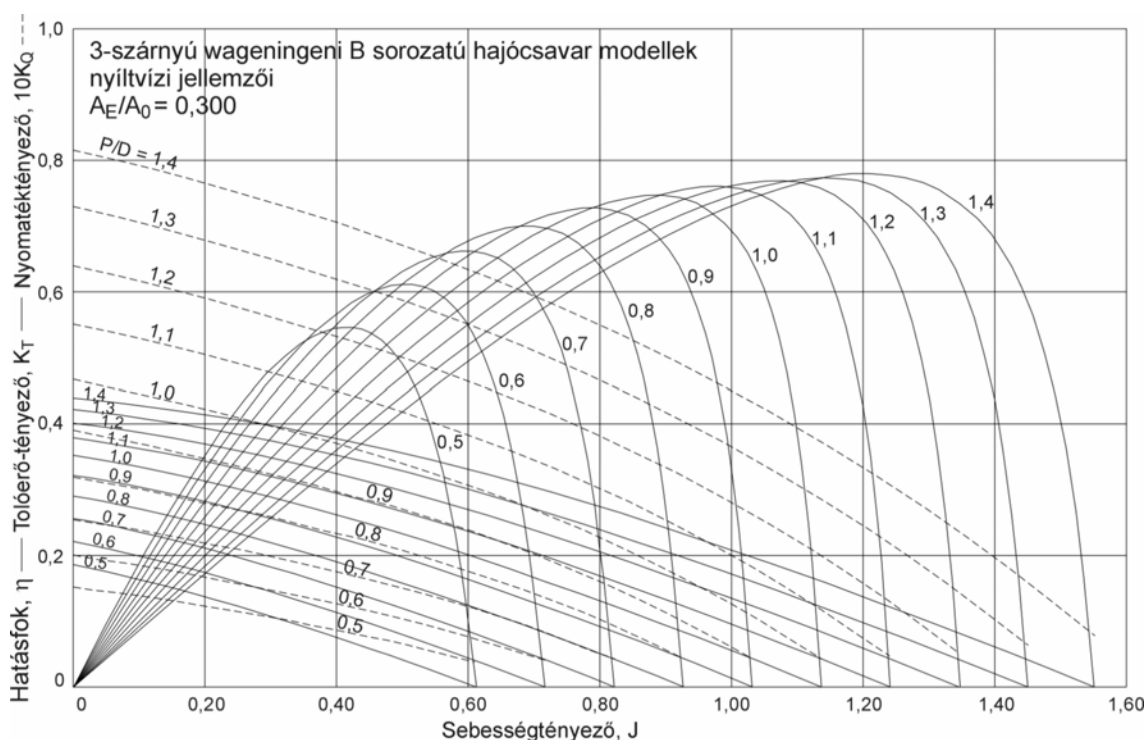
ahol a képletben szereplő mennyiségek a fentiek szerint értelmezendők.
A hajócsavar nyíltvízi hatásfokát a következő képlettel számíthatjuk ki:

$$\eta_0 = (J/2\pi)(K_T/K_Q)$$

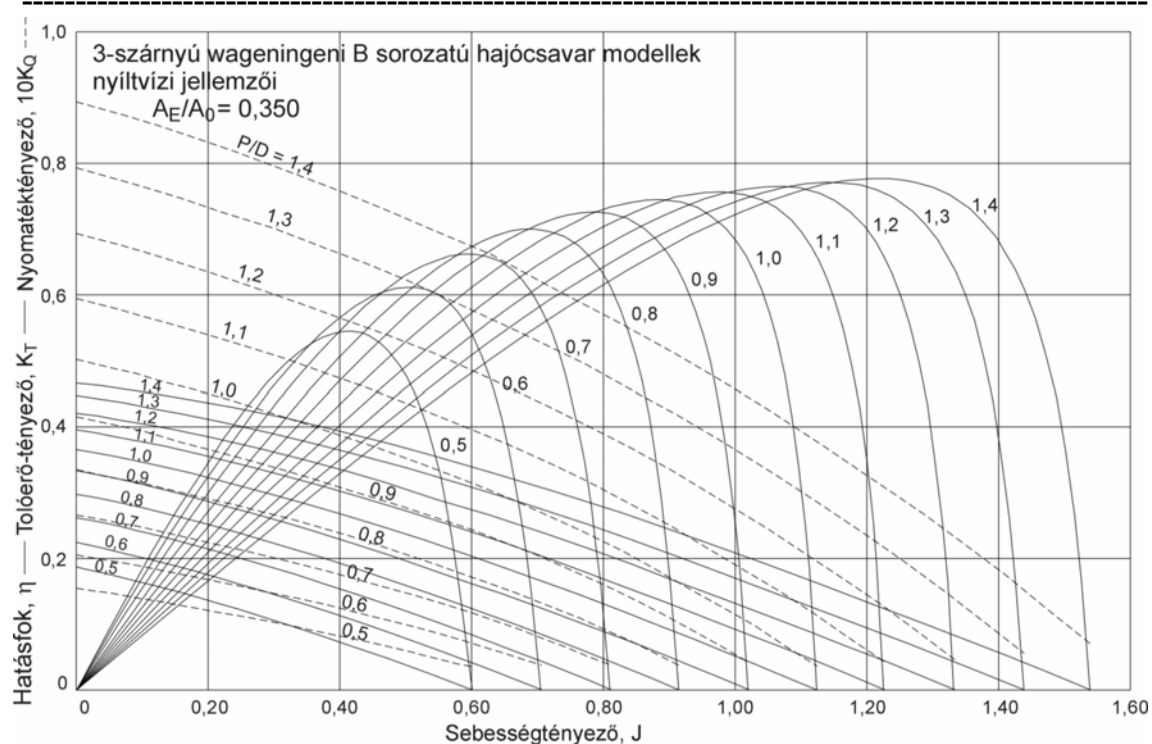
A szárnyvastagság változása a Reynolds szám korrekciójával elvégezhető, ezért az nincs figyelembe véve a diagramokban.

B csavarsorozatok nyíltvízi jellemzői

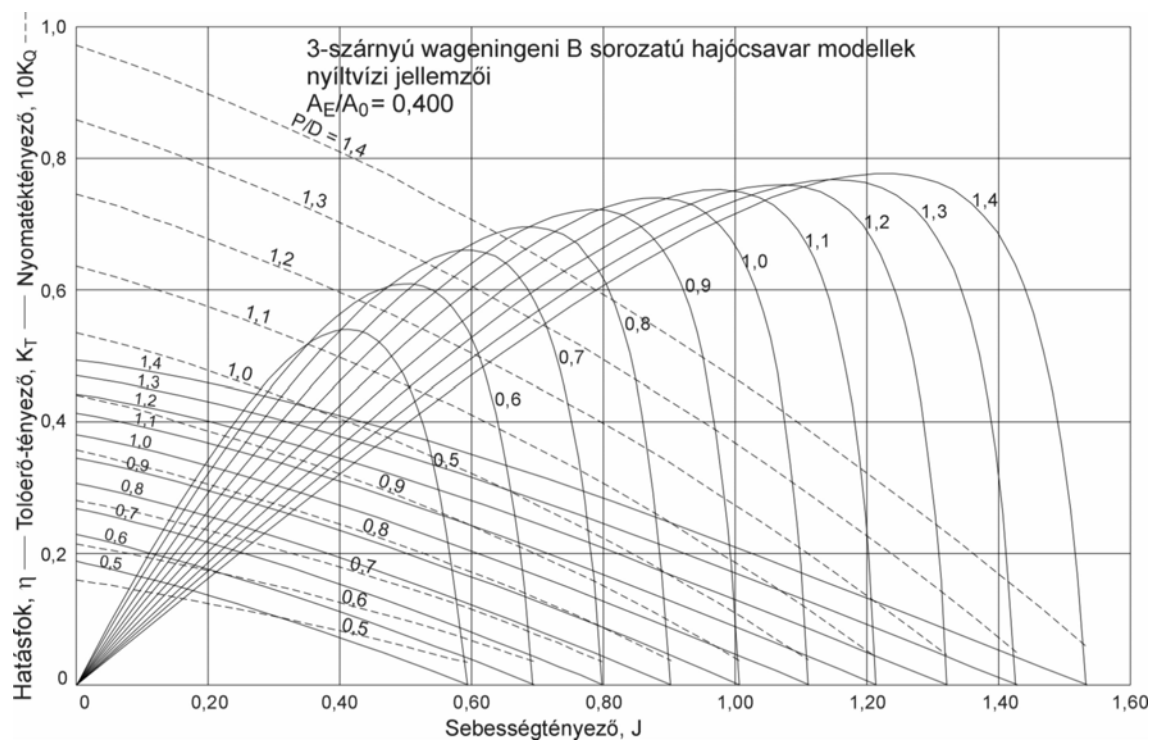
Az alábbiakban az említett diagramlapok közül a hajótervező számára legfontosabbak következnek. A fontosság kiválasztásának kritériuma a szárnyszám volt. Kétszárnyú hajócsavar a gyakorlatban nem fordul elő, a hat- és hétszárnyúakat csak ott alkalmazzák (pl. tengeralattjáróknál), ahol vagy a felületviszony csak így osztható el a szárnyakra, vagy különlegesen fontos szempont a lengések felharmonikusainak minél magasabb frekvenciára emelése. Egycsavaros hajónál a páros (négy) szárnyszám rezgéskeltő hatású lehet a fartőke miatt, ugyanez a helyzet dízelmotoros főüzemnél nyolc henger esetében. Ezért a három-, négy- és ötszárnyú hajócsavarok jellemzői találhatóak az alábbiakban. Ha olyanra lenne szükség, amely itt hiányzik, az irodalomjegyzékben megjelölt forrásműből kivehető.



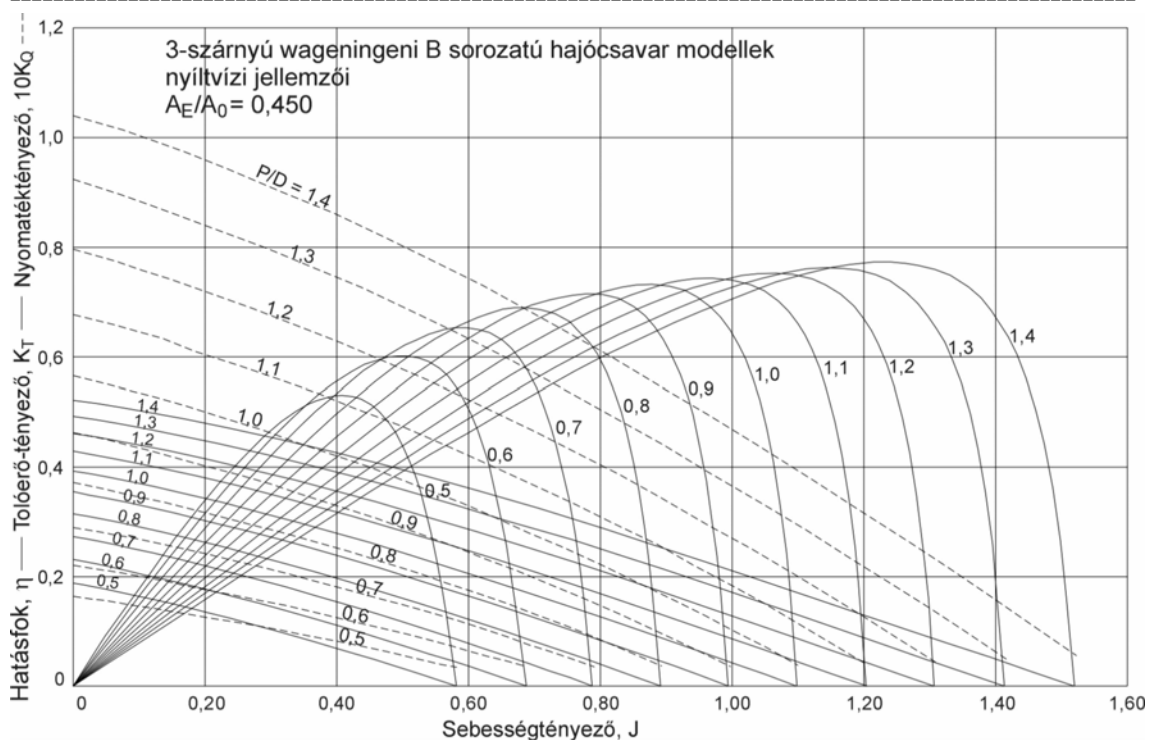
4.3.2.3.1.2.1.1 ábra



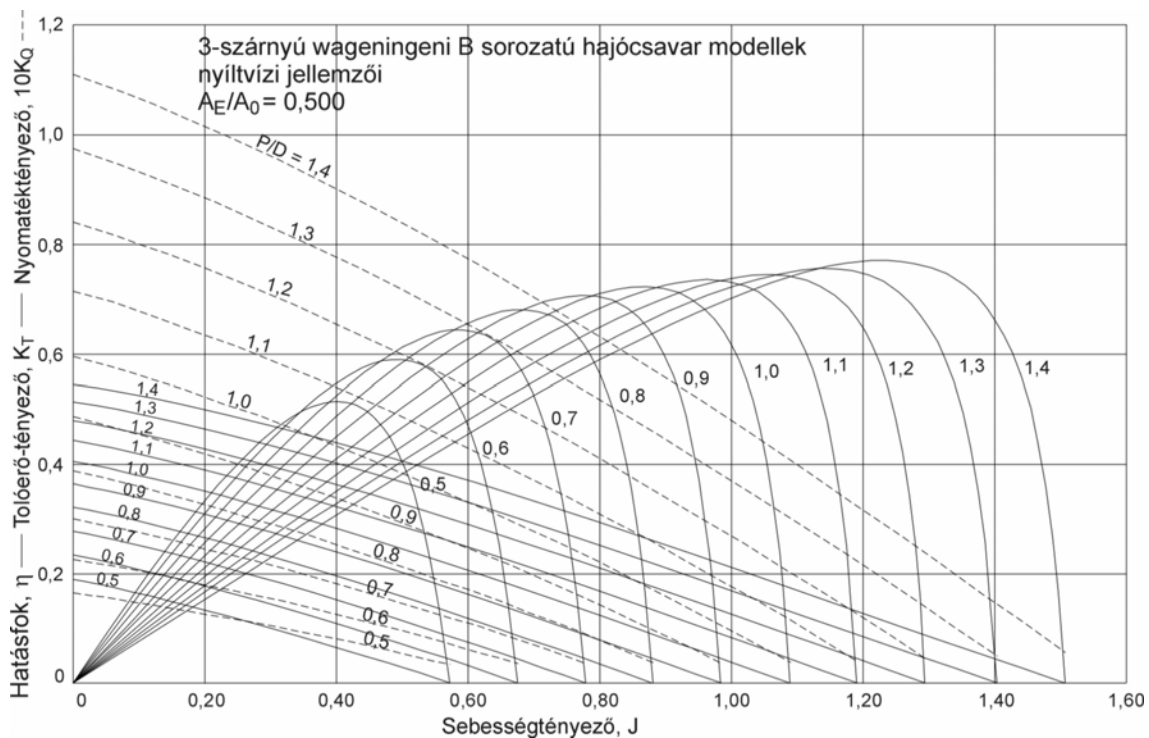
4.3.2.3.1.2.1.2 ábra



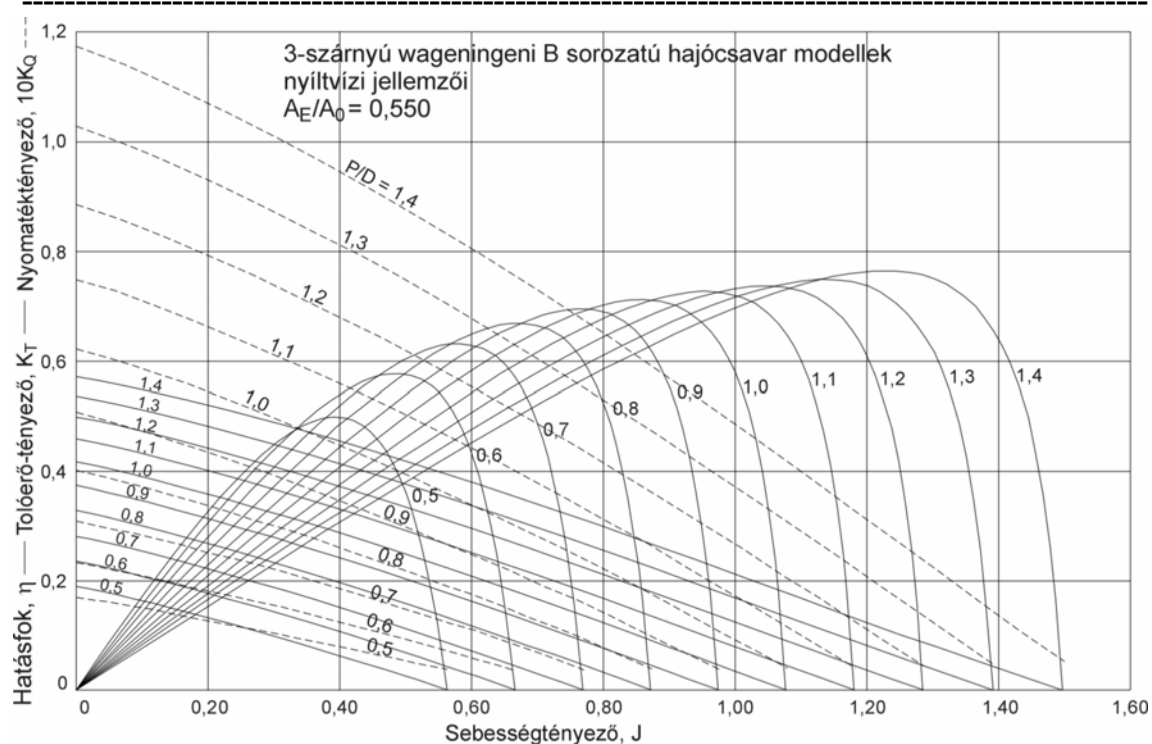
4.3.2.3.1.2.1.3 ábra



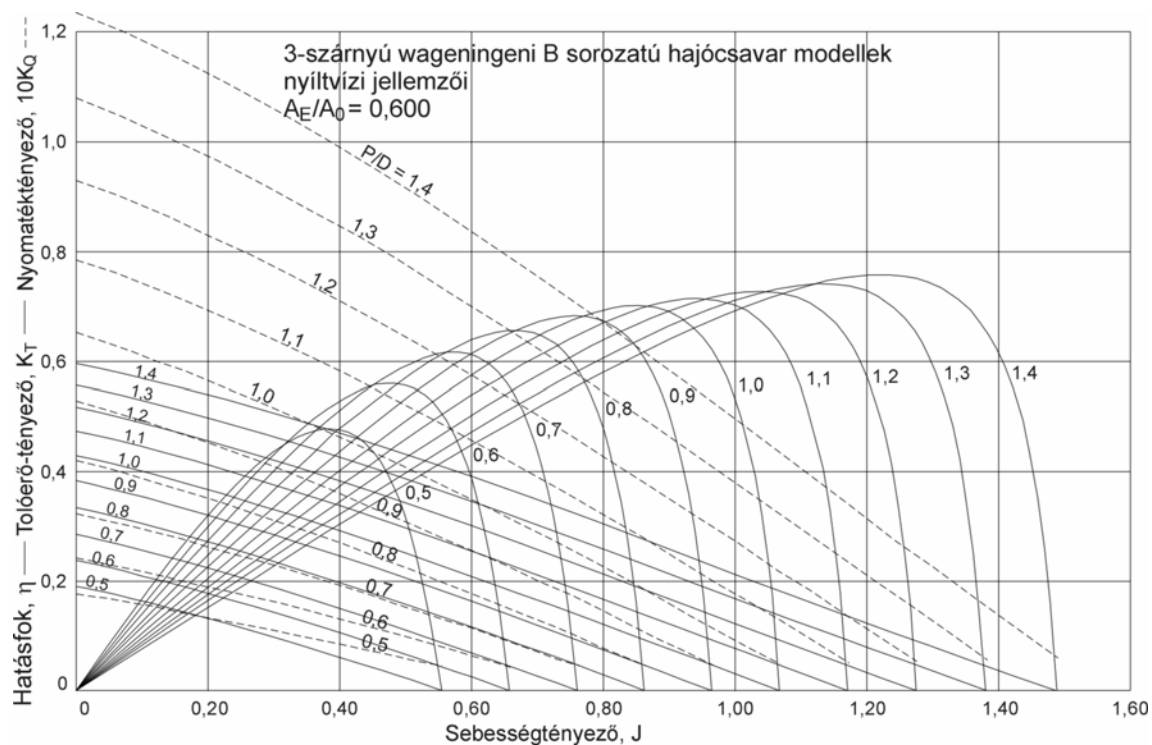
4.3.2.3.1.2.1.4 ábra



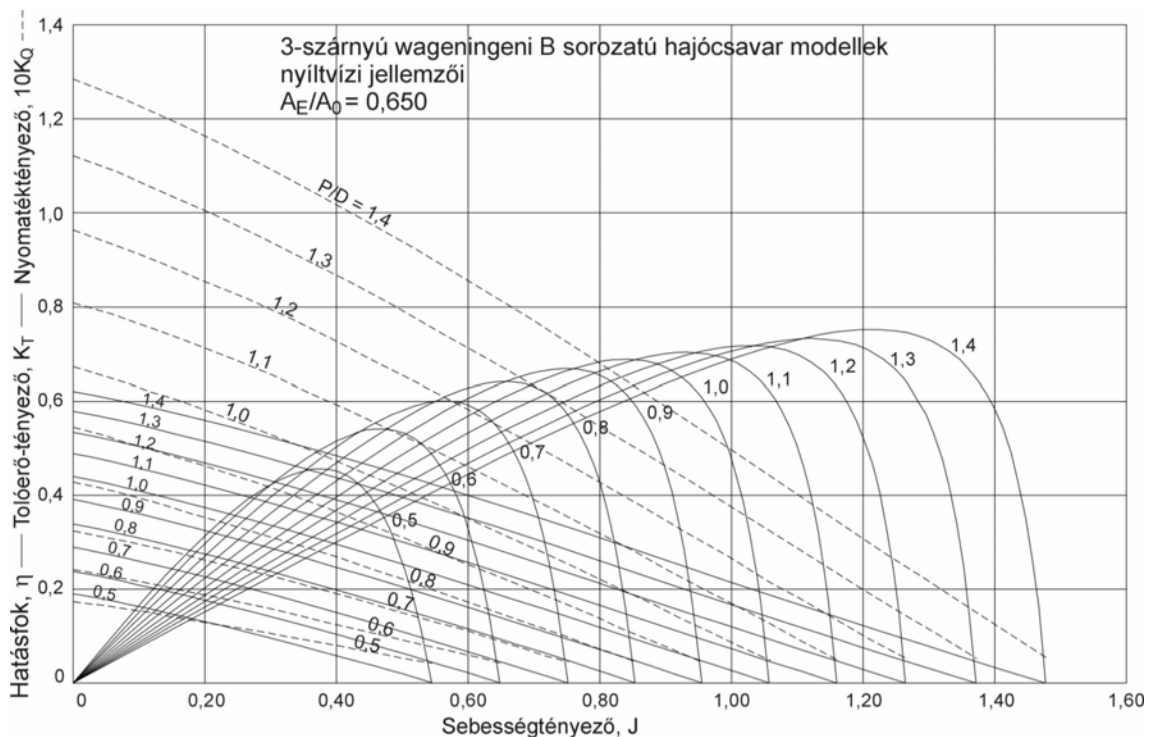
4.3.2.3.1.2.1.5 ábra



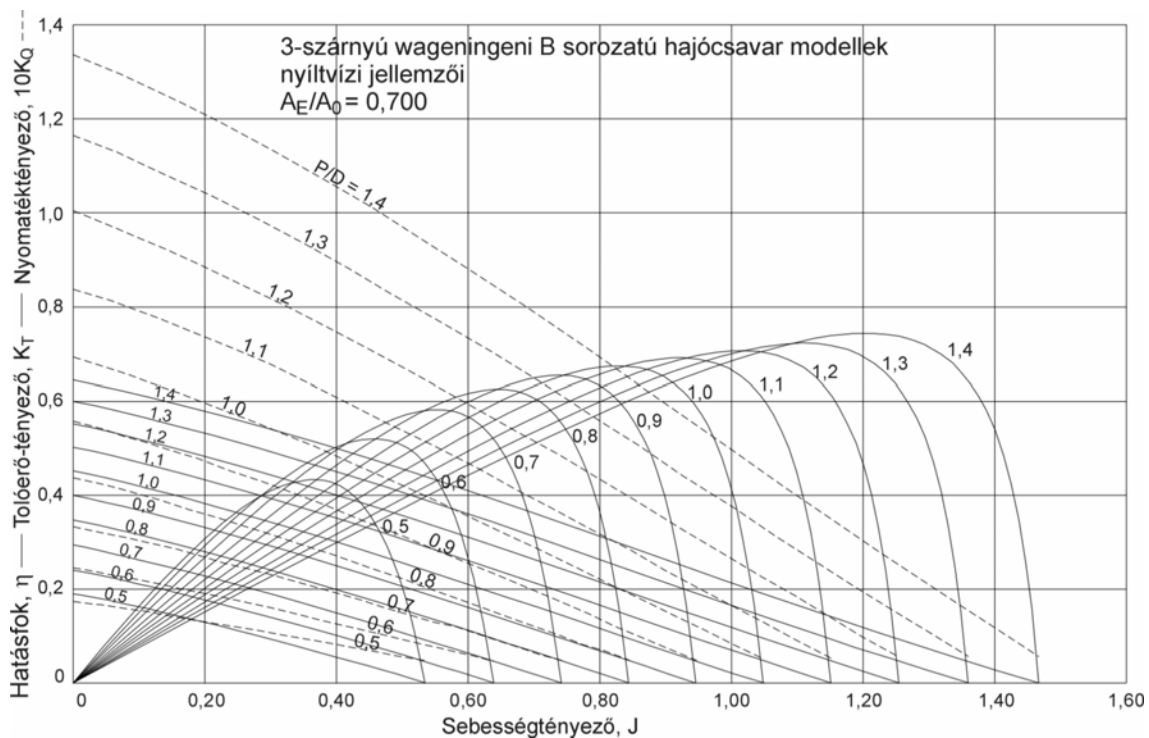
4.3.2.3.1.2.1.6 ábra



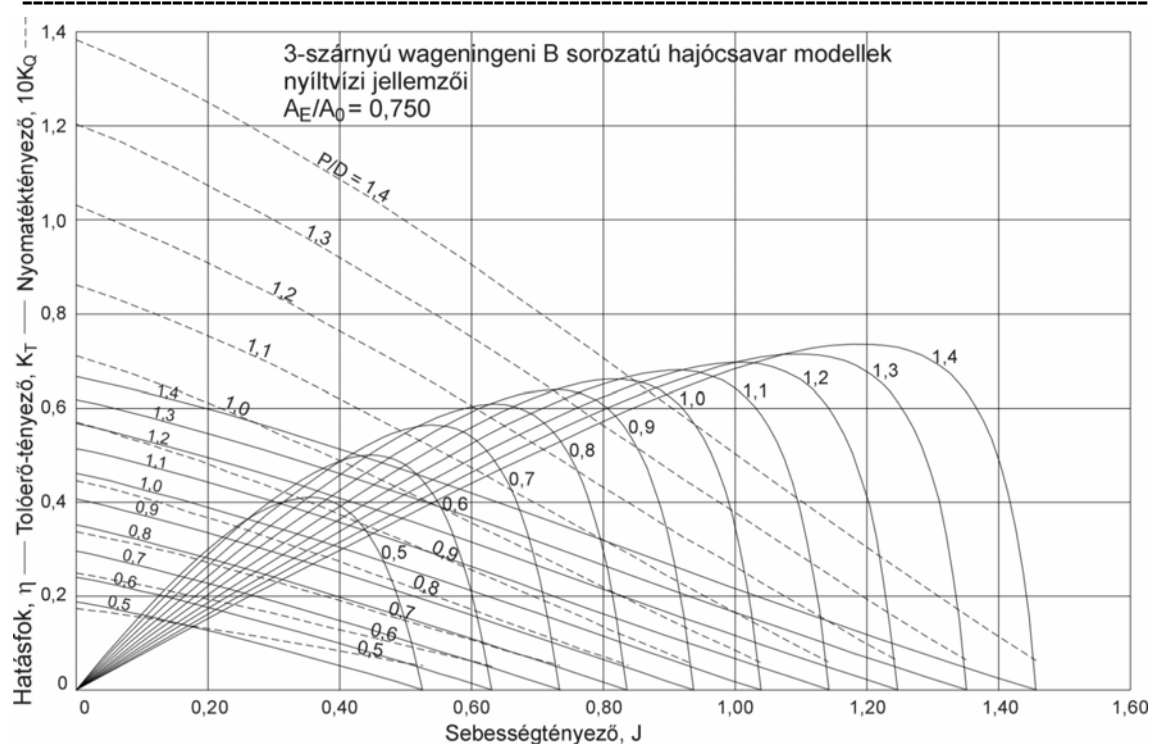
4.3.2.3.1.2.1.7 ábra



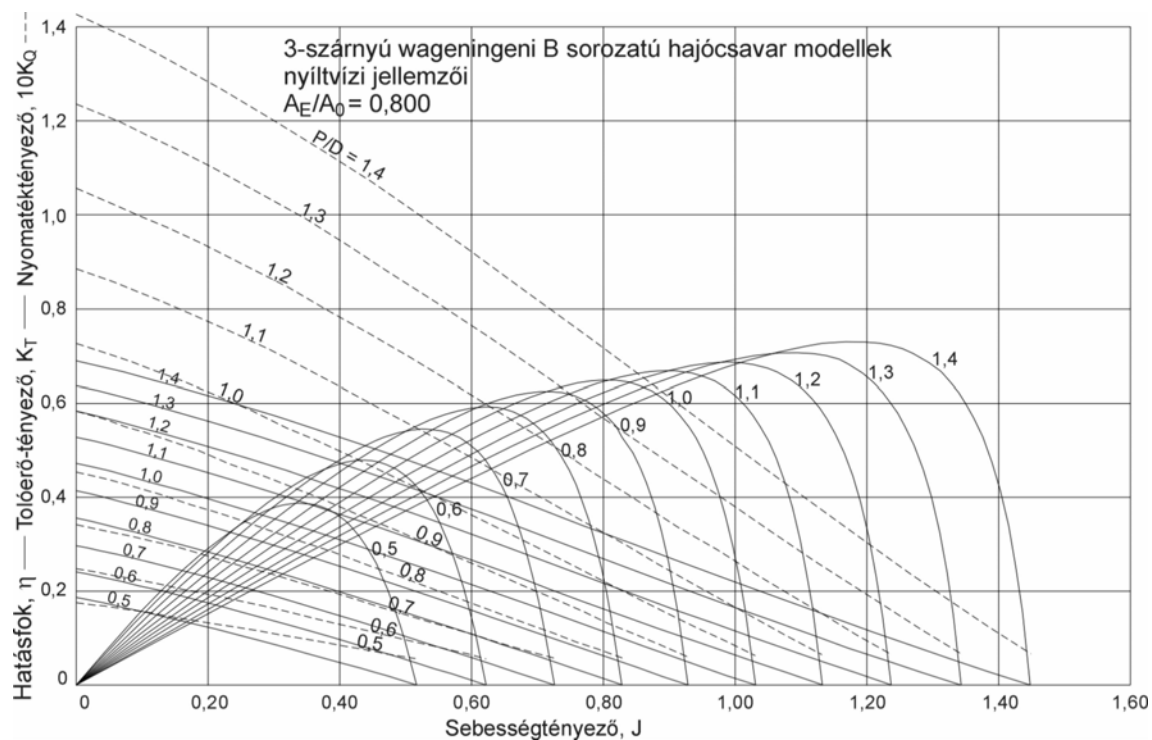
4.3.2.3.1.2.1.8 ábra



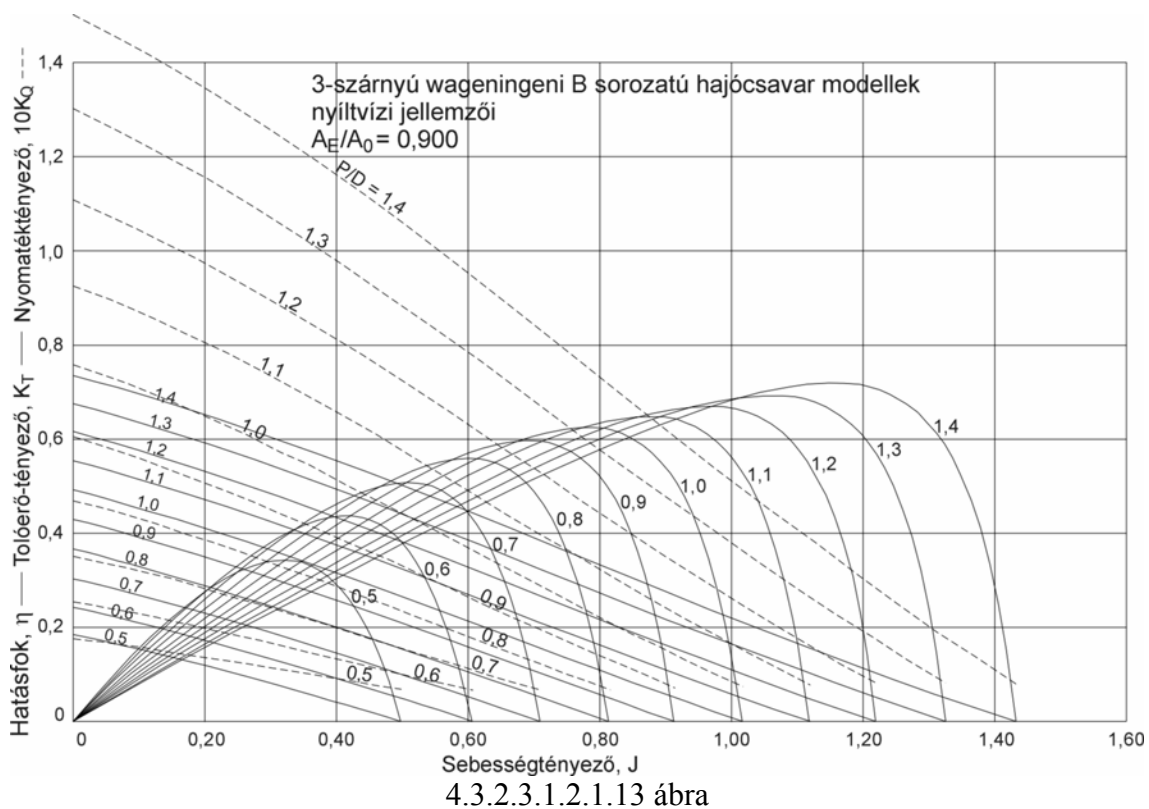
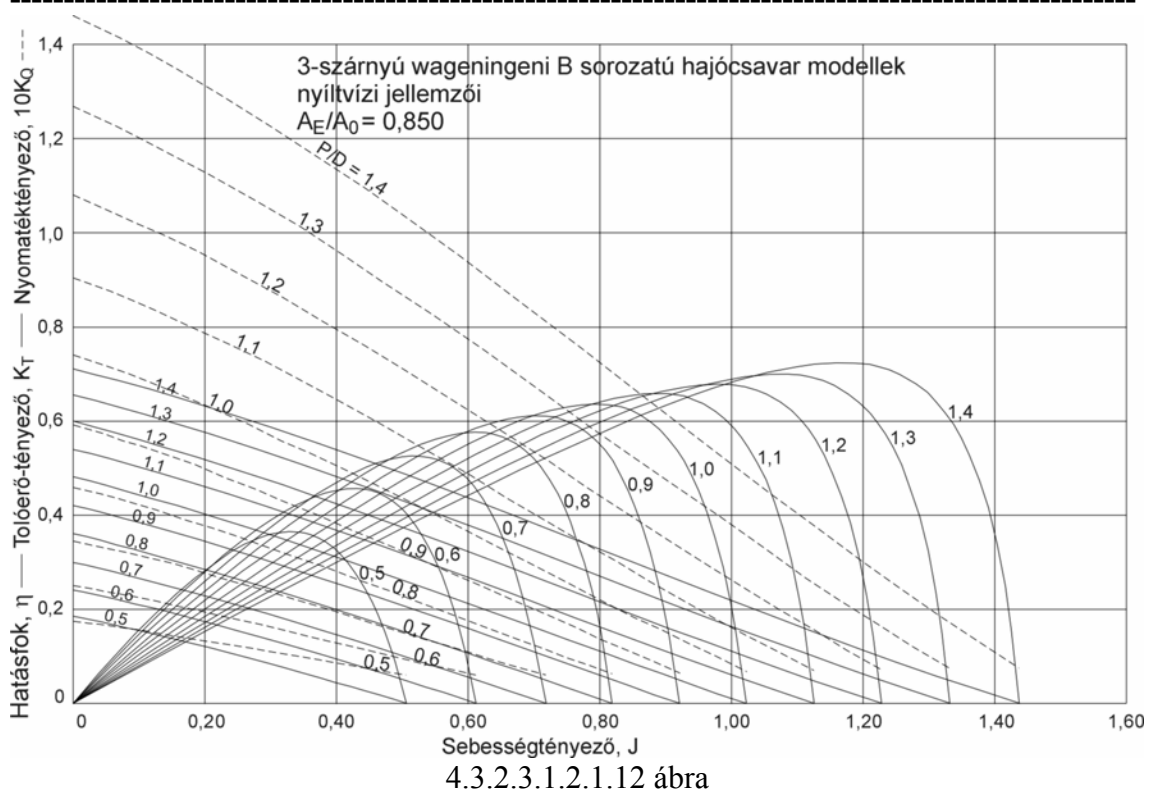
4.3.2.3.1.2.1.9 ábra

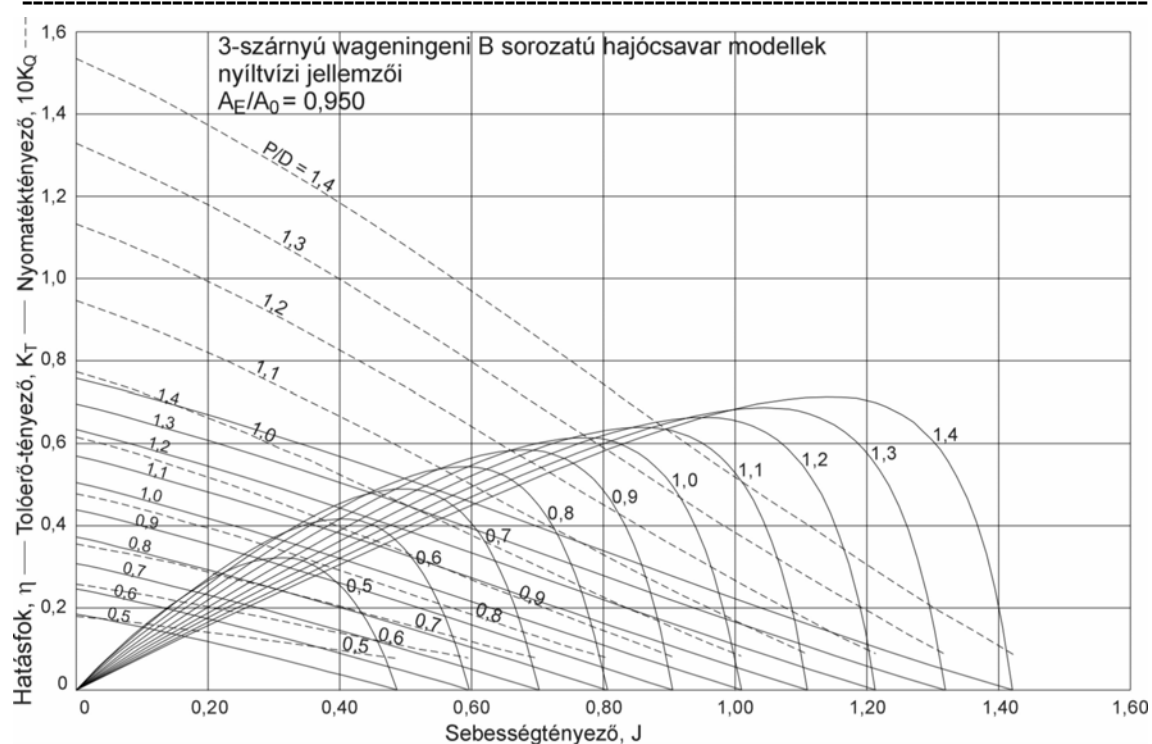


4.3.2.3.1.2.1.10 ábra

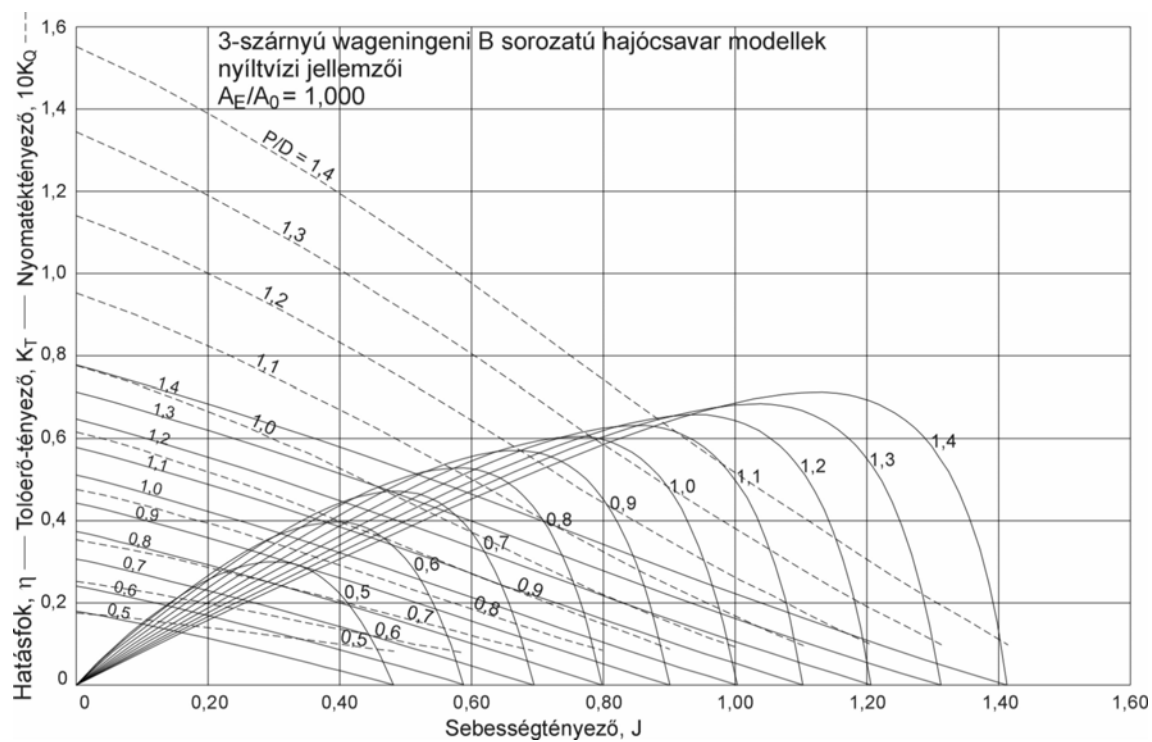


4.3.2.3.1.2.1.11 ábra

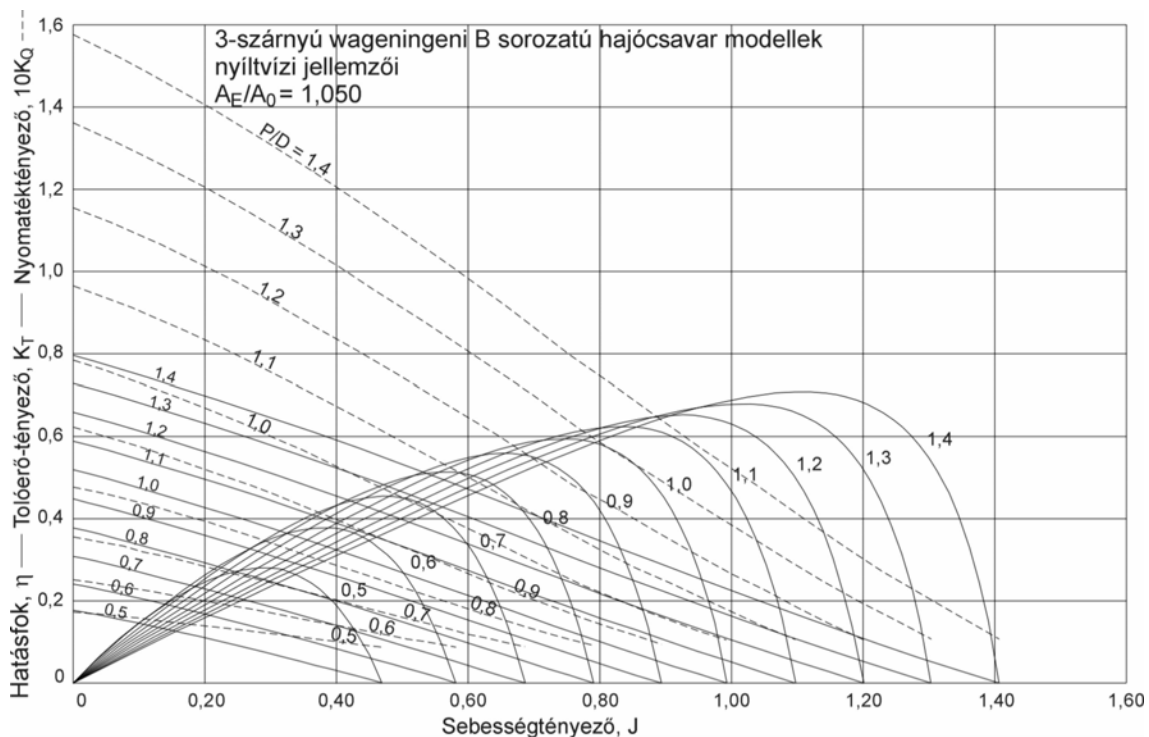




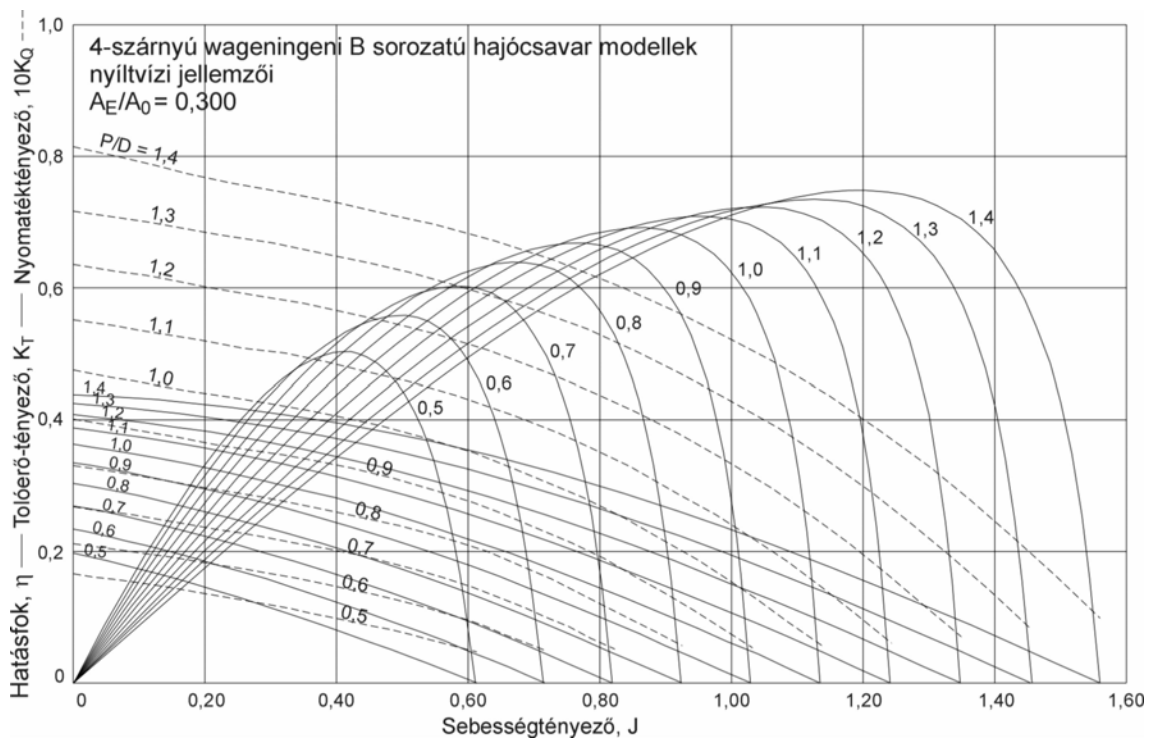
4.3.2.3.1.2.1.14 ábra



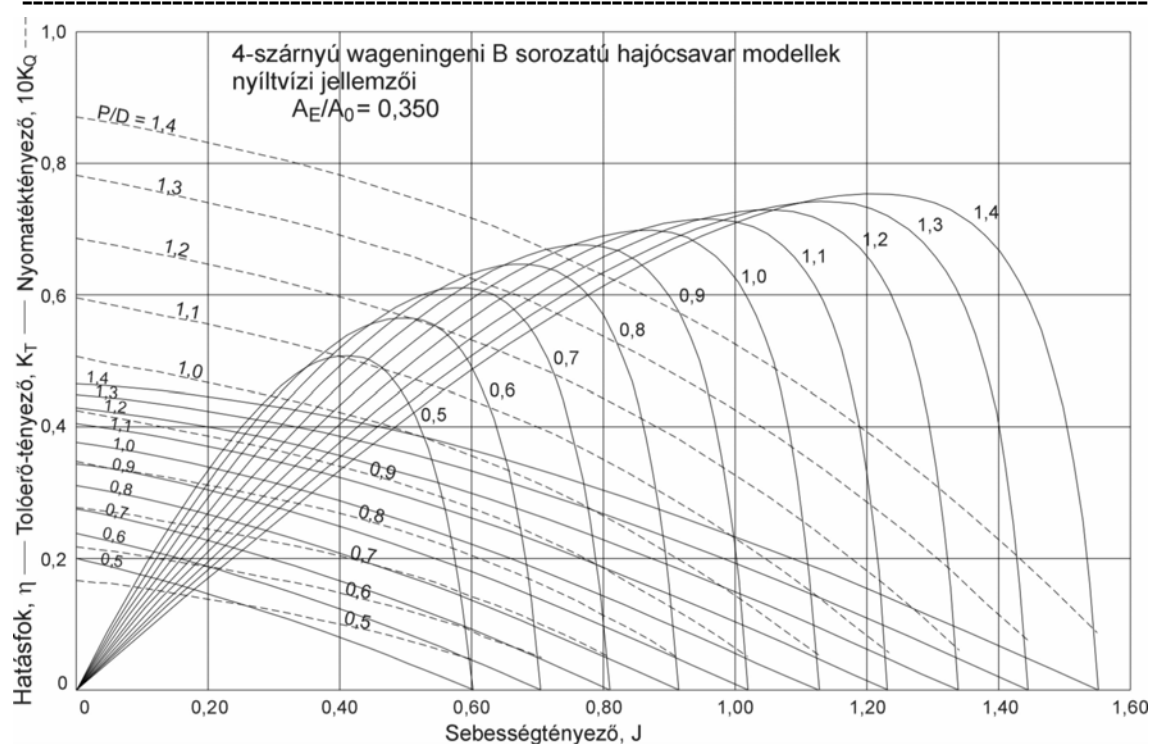
4.3.2.3.1.2.1.15 ábra



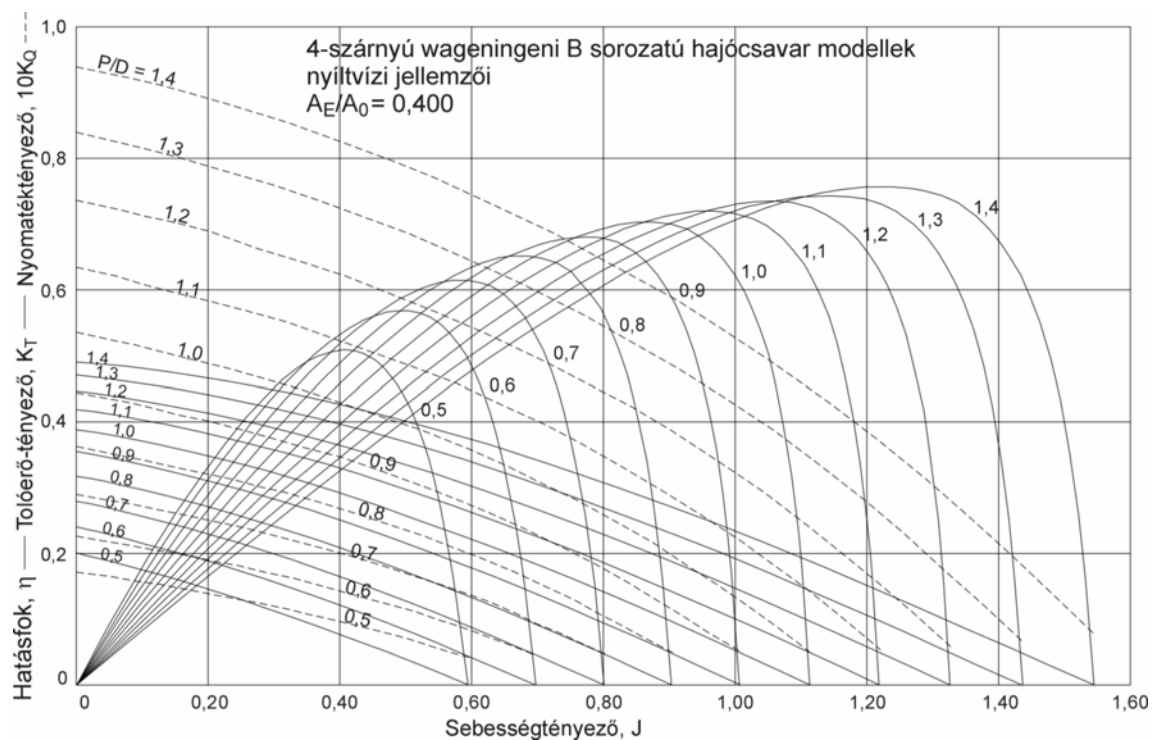
4.3.2.3.1.2.1.16 ábra



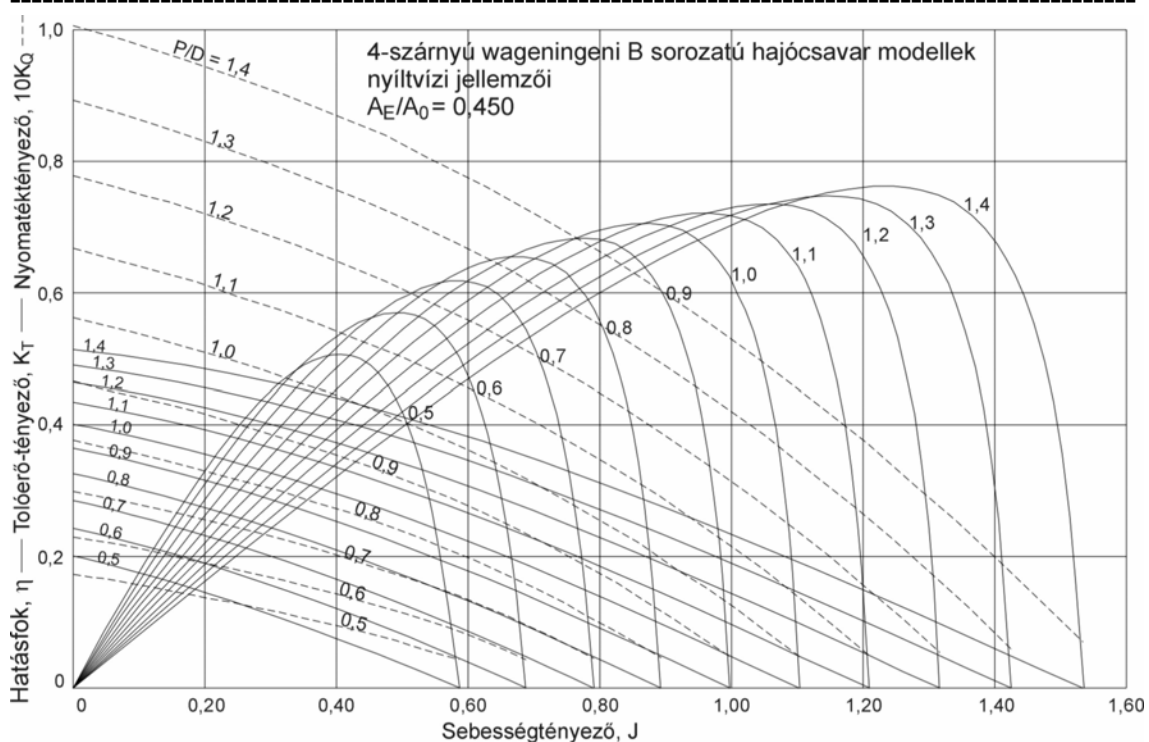
4.3.2.3.1.2.1.17 ábra



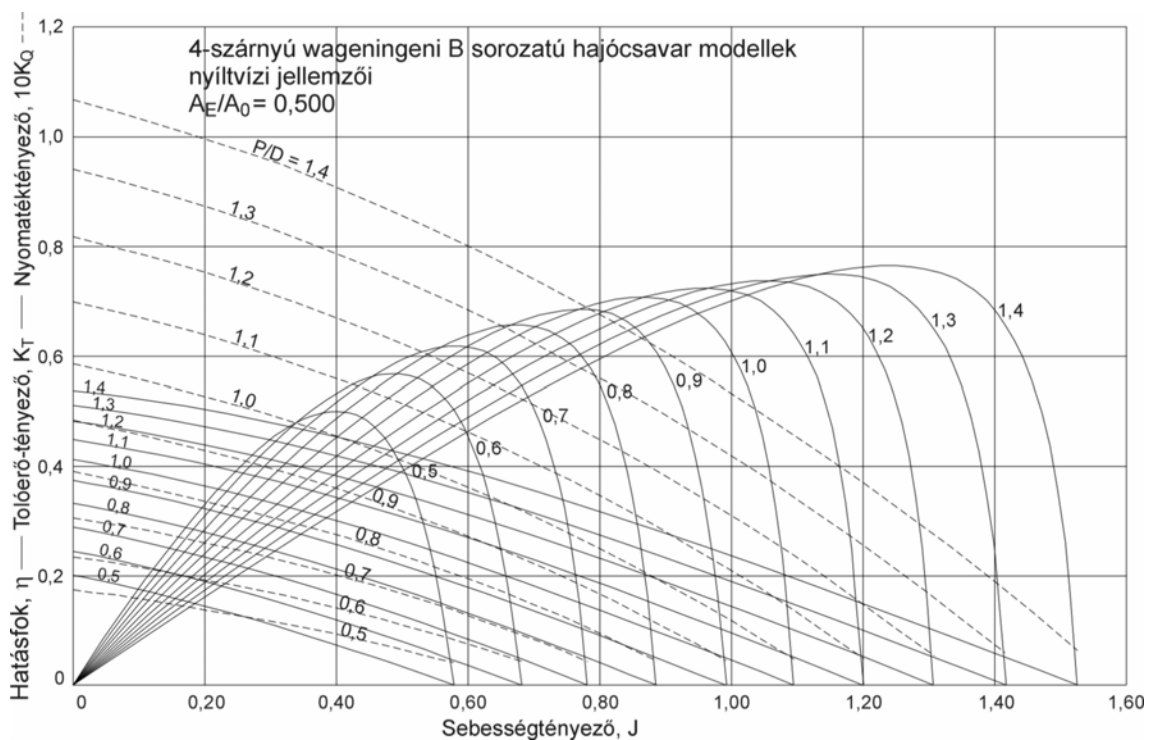
4.3.2.3.1.2.1.18 ábra



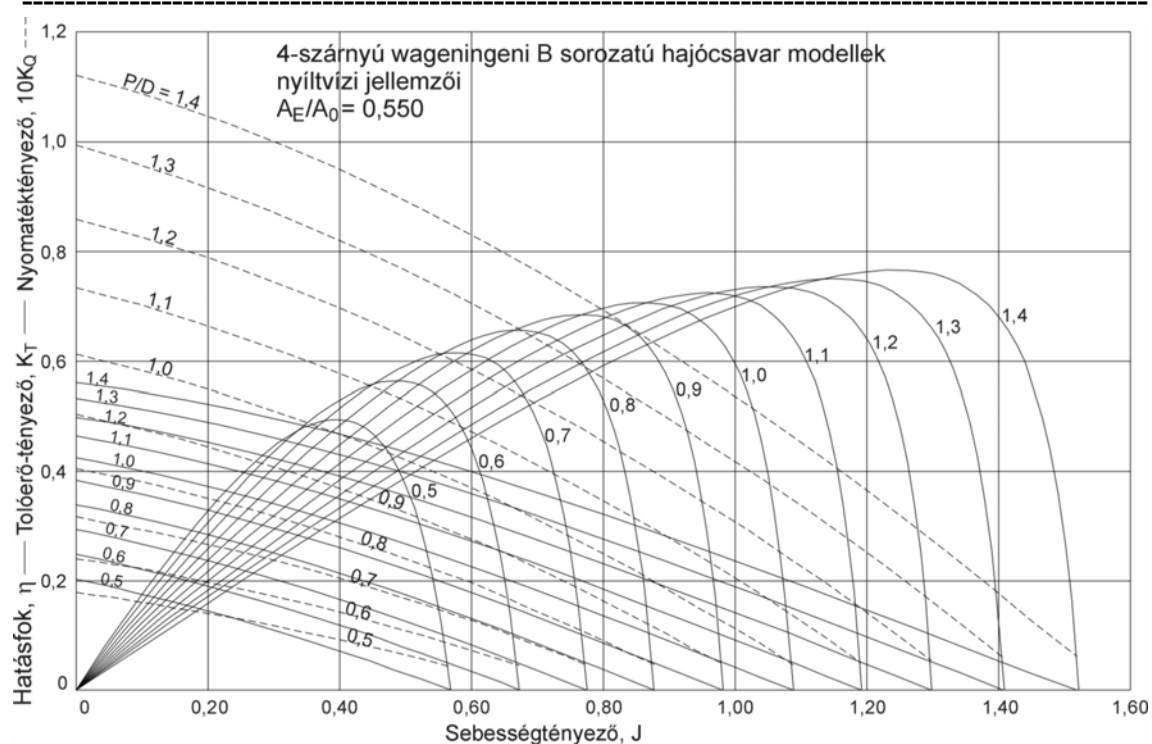
4.3.2.3.1.2.1.19 ábra



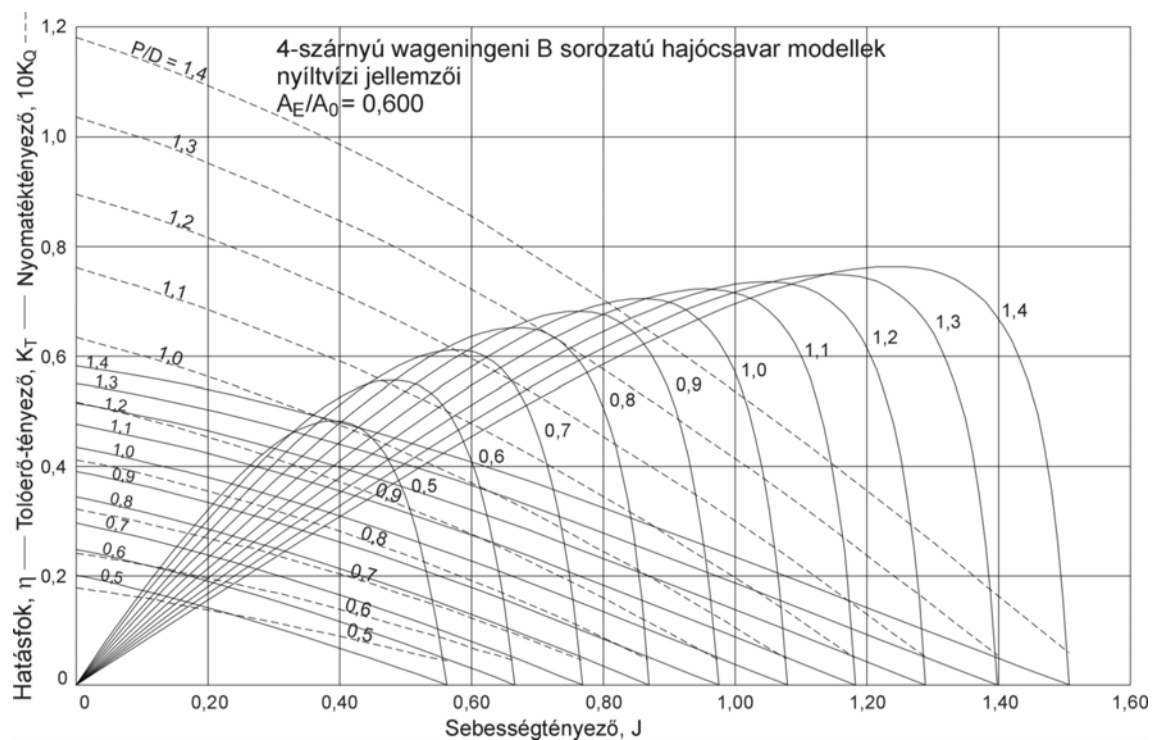
4.3.2.3.1.2.1.20 ábra



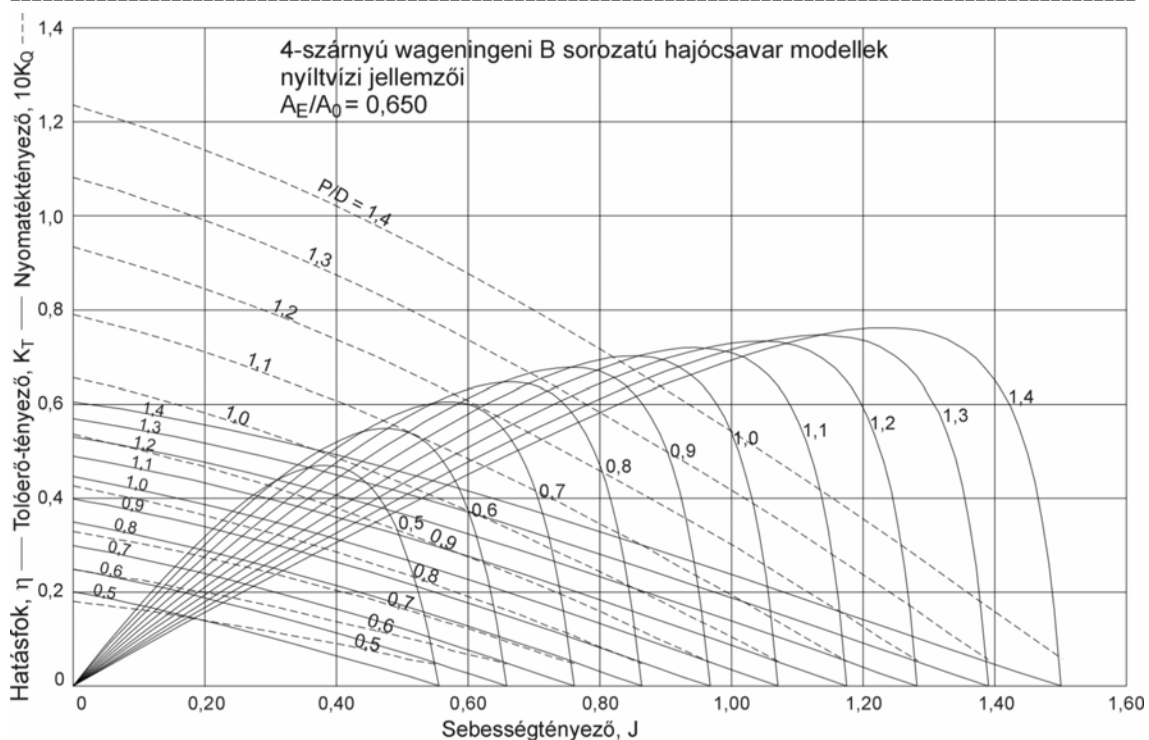
4.3.2.3.1.2.1.21 ábra



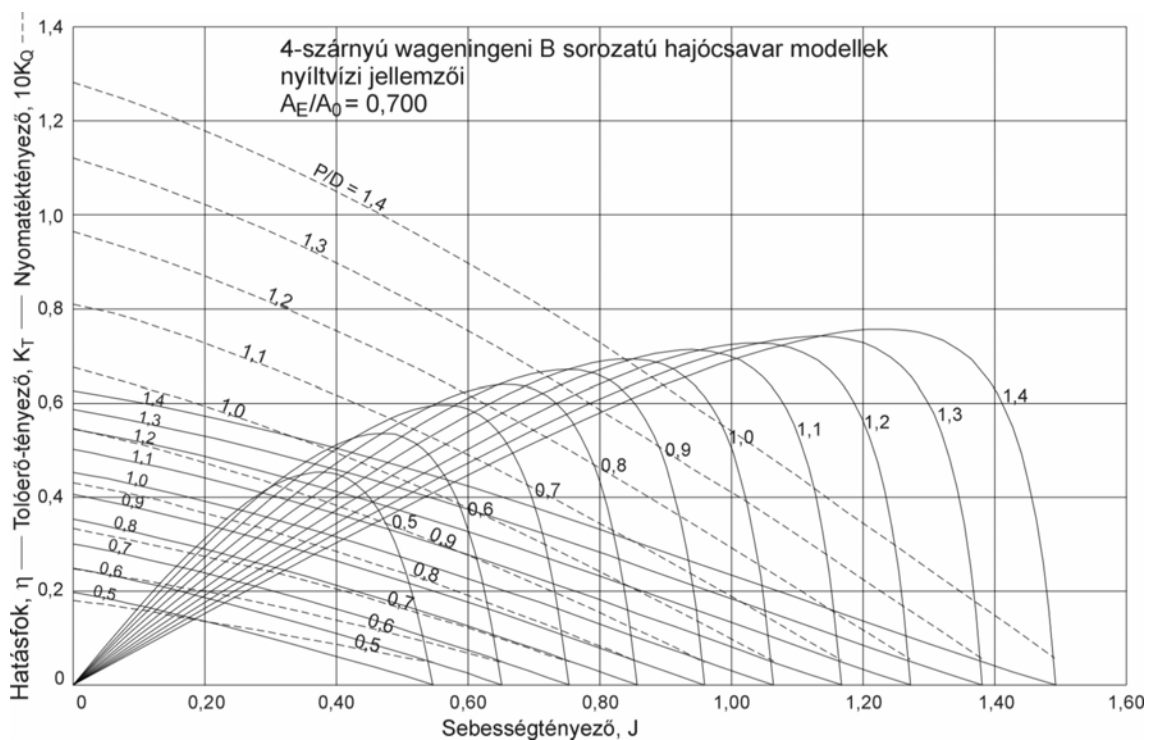
4.3.2.3.1.2.1.22 ábra



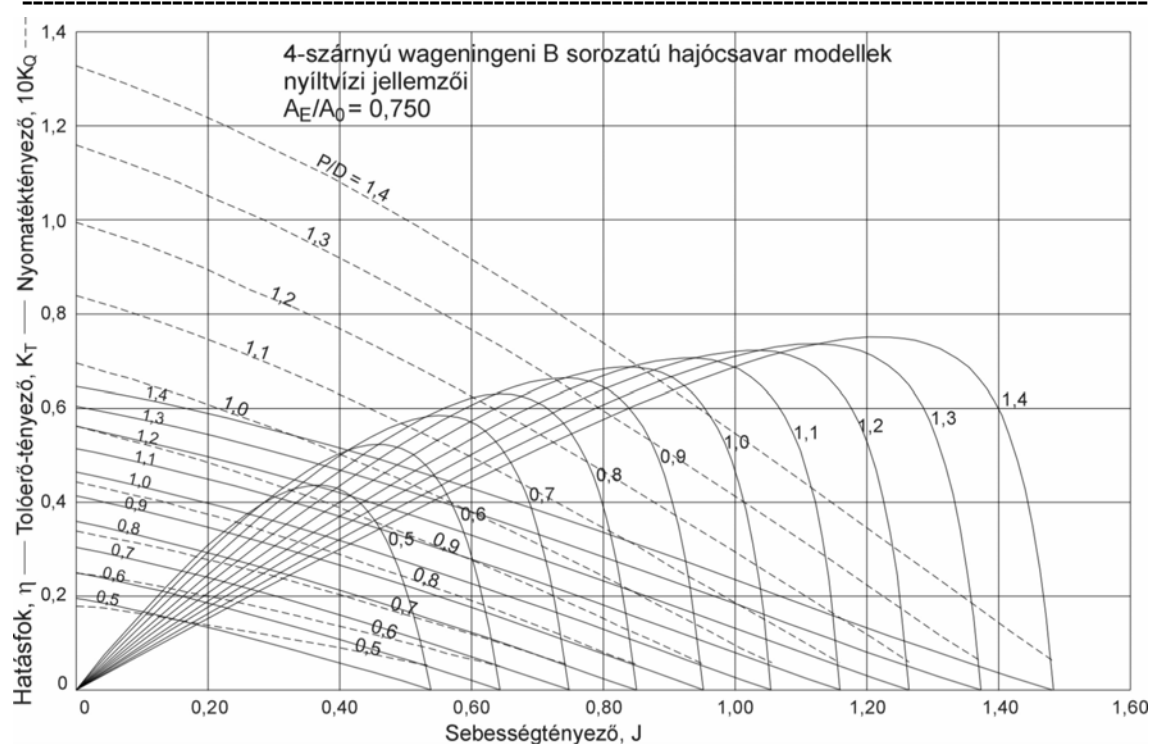
4.3.2.3.1.2.1.23 ábra



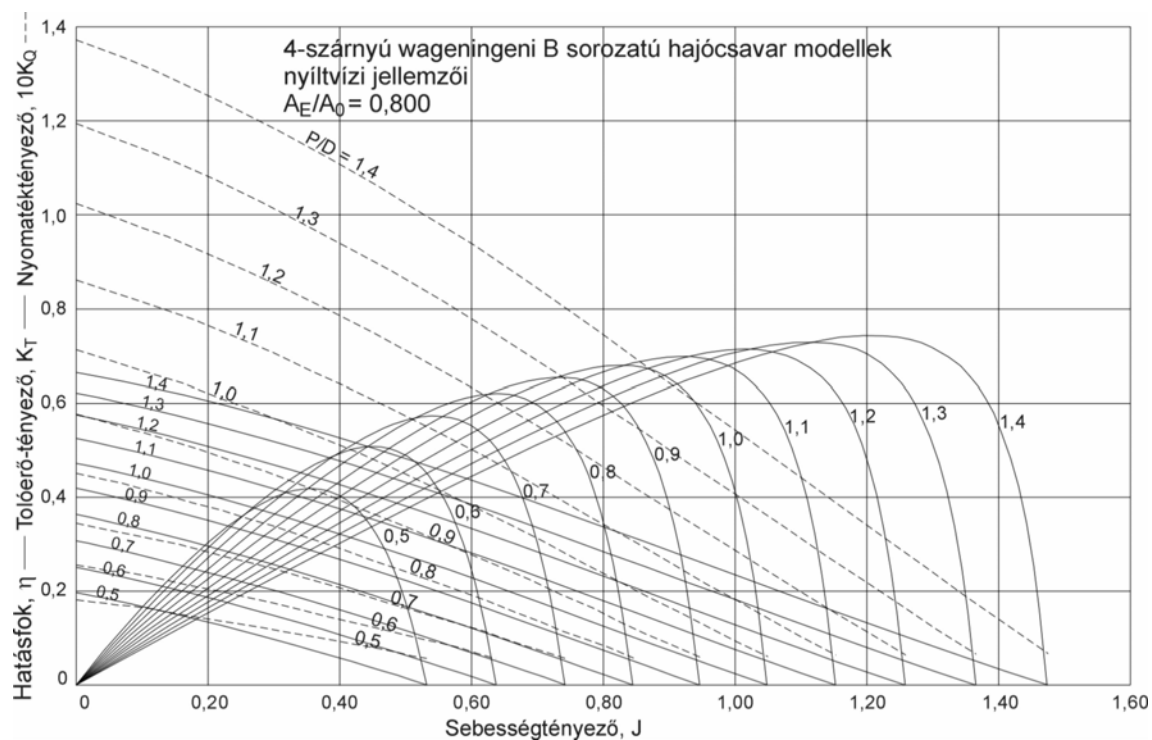
4.3.2.3.1.2.1.24 ábra



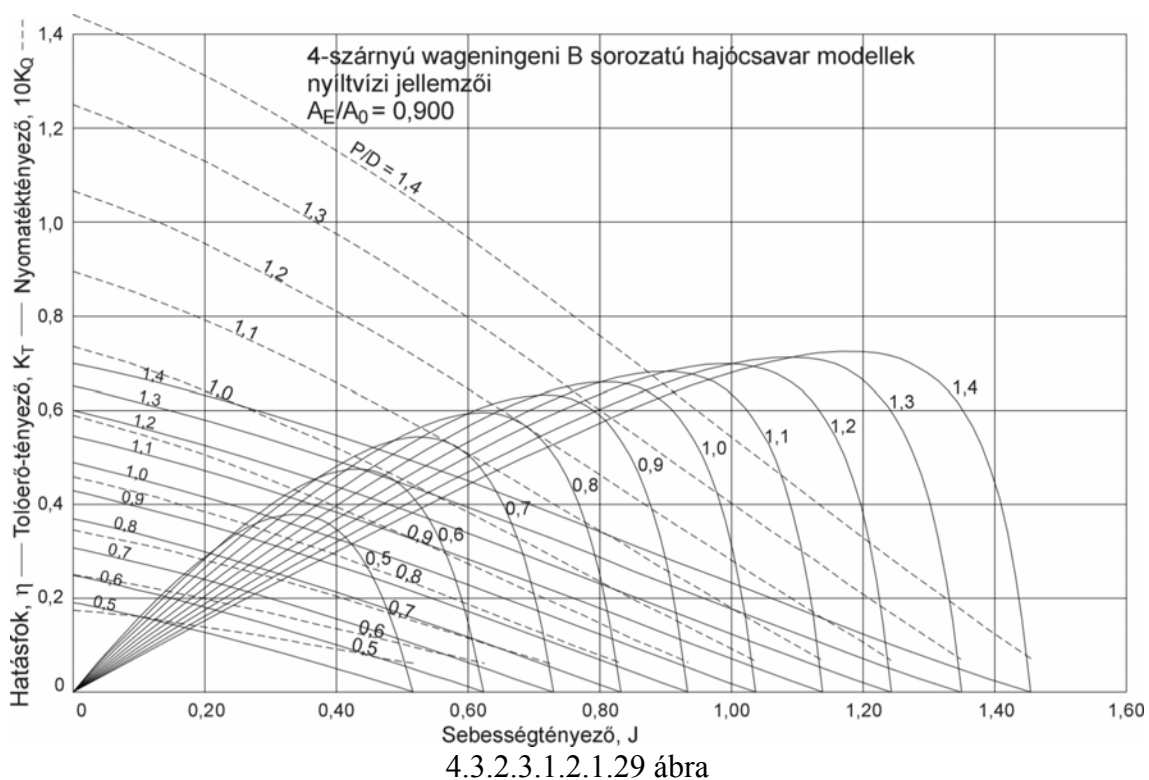
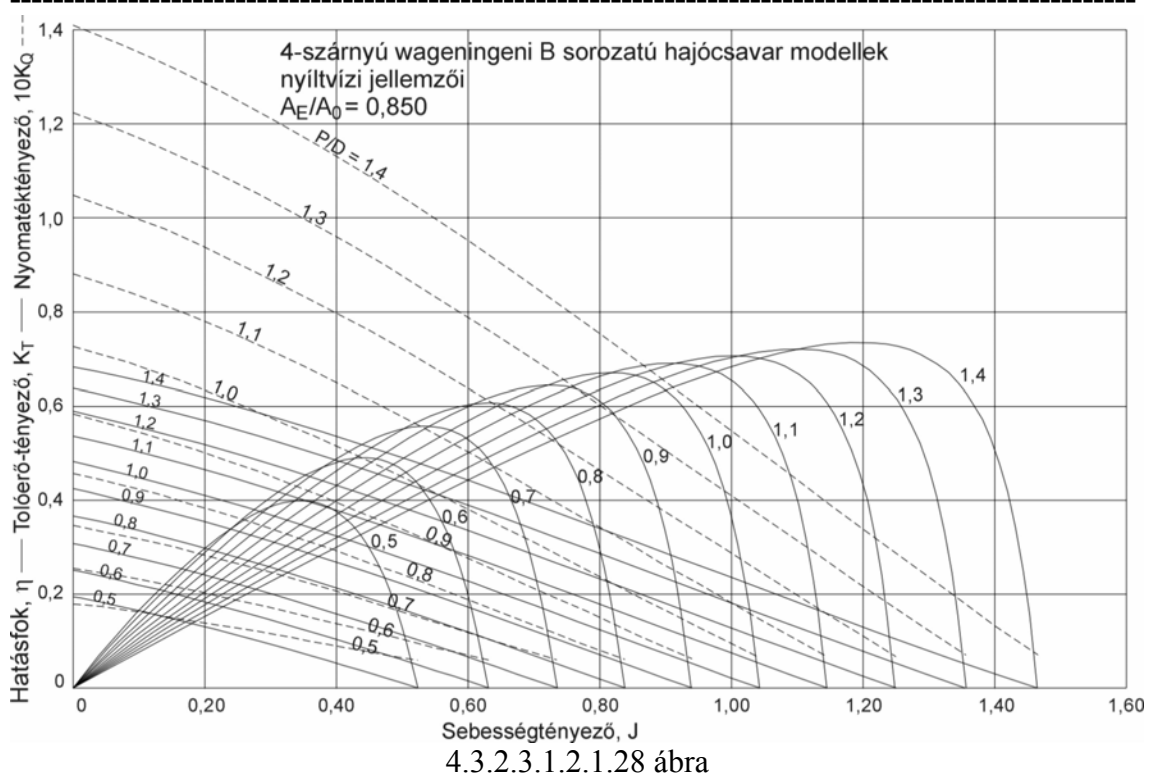
4.3.2.3.1.2.1.25 ábra

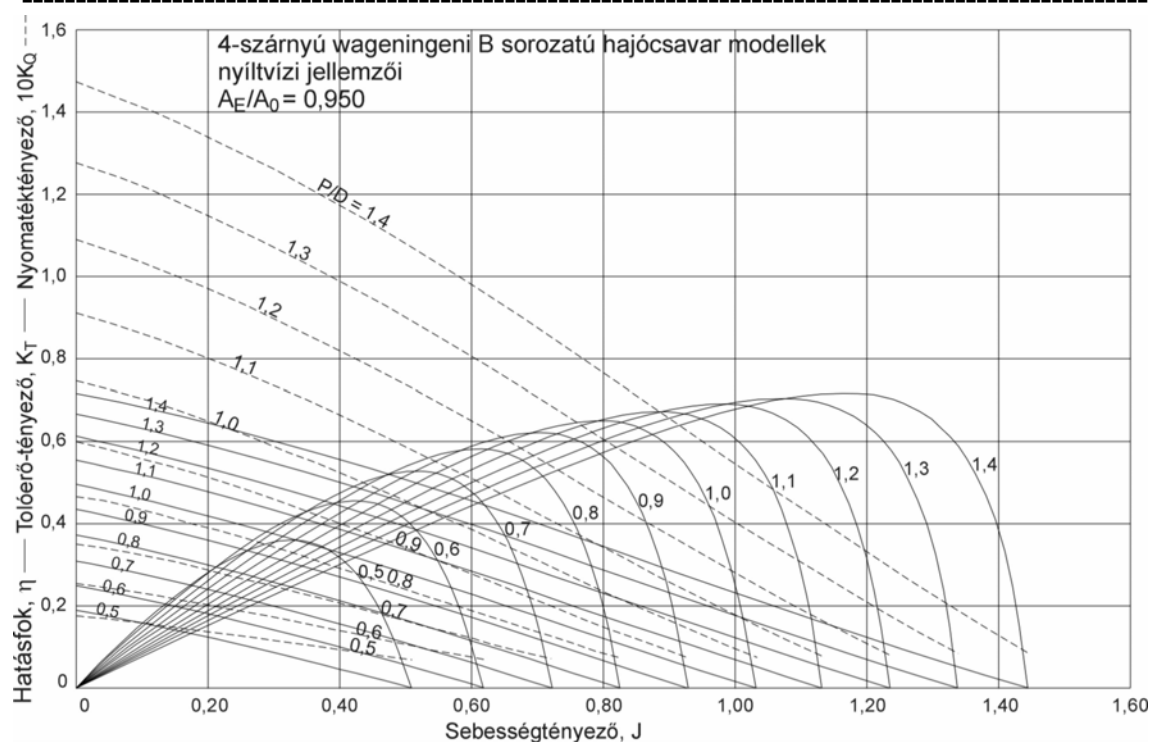


4.3.2.3.1.2.1.26 ábra

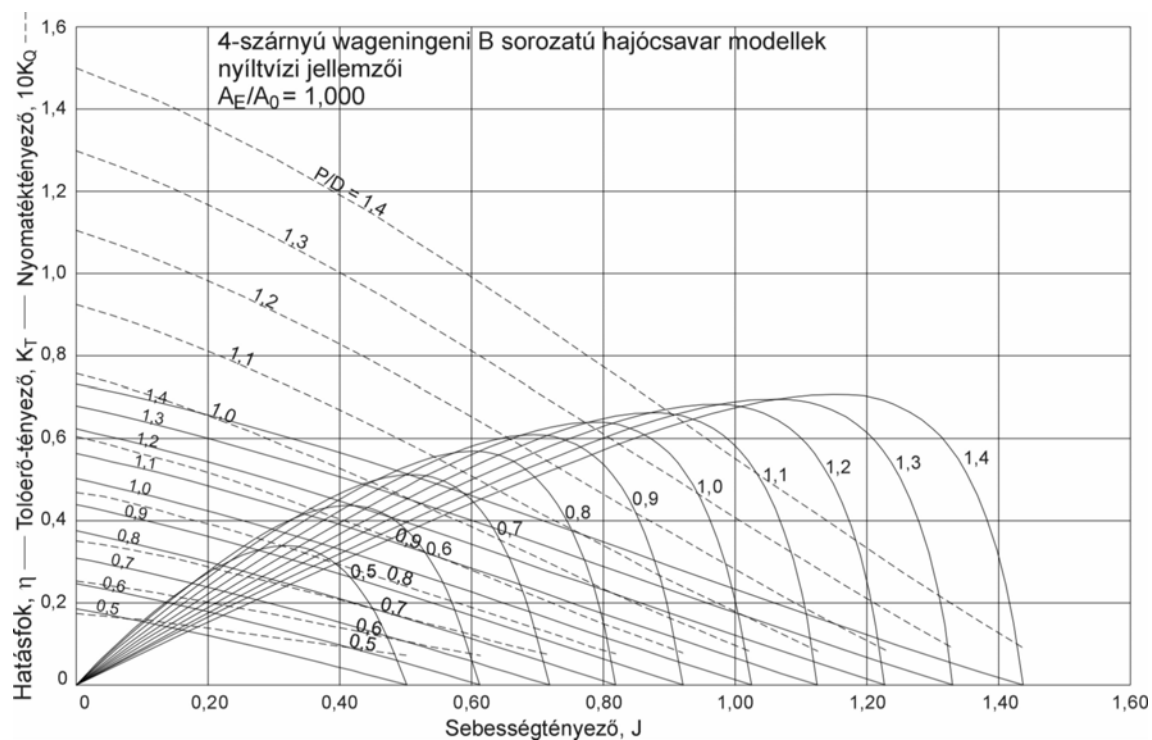


4.3.2.3.1.2.1.27 ábra

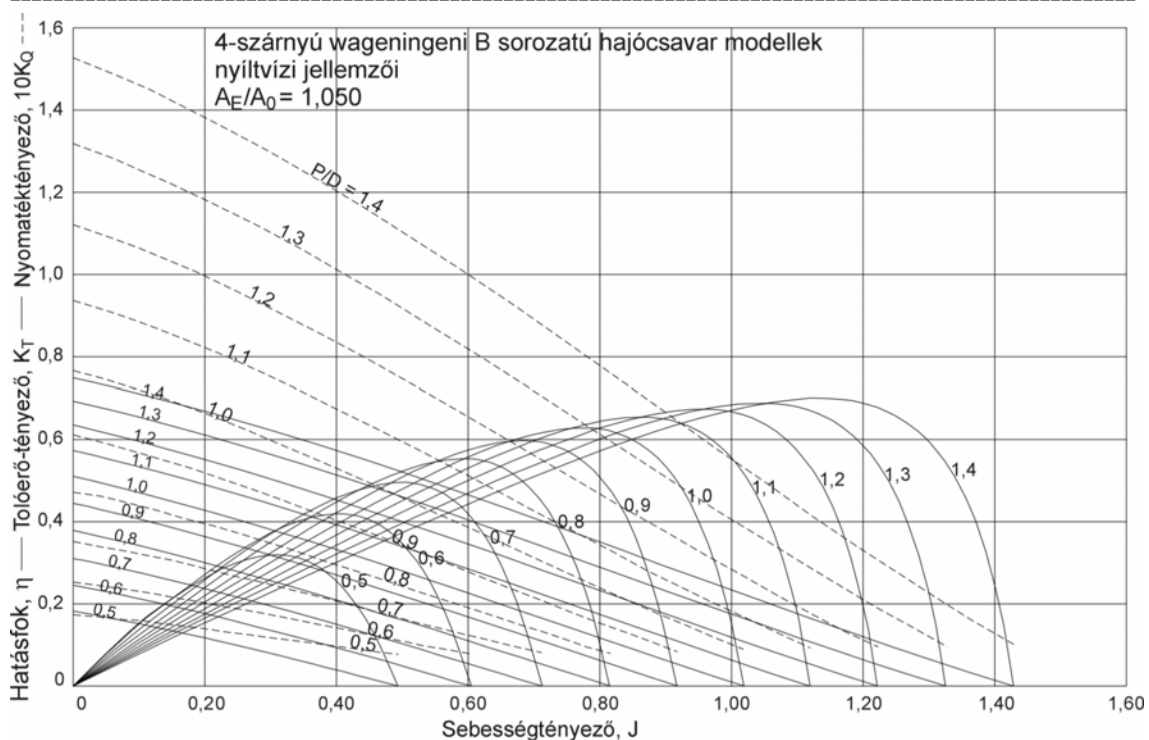




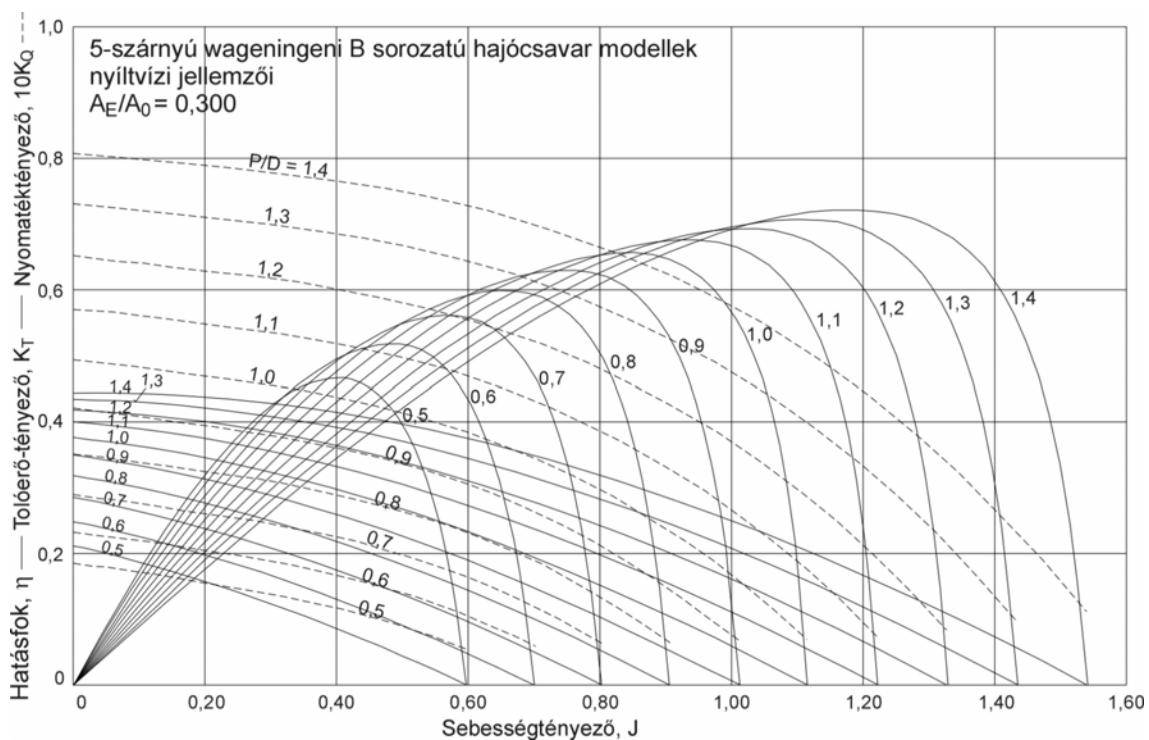
4.3.2.3.1.2.1.30 ábra



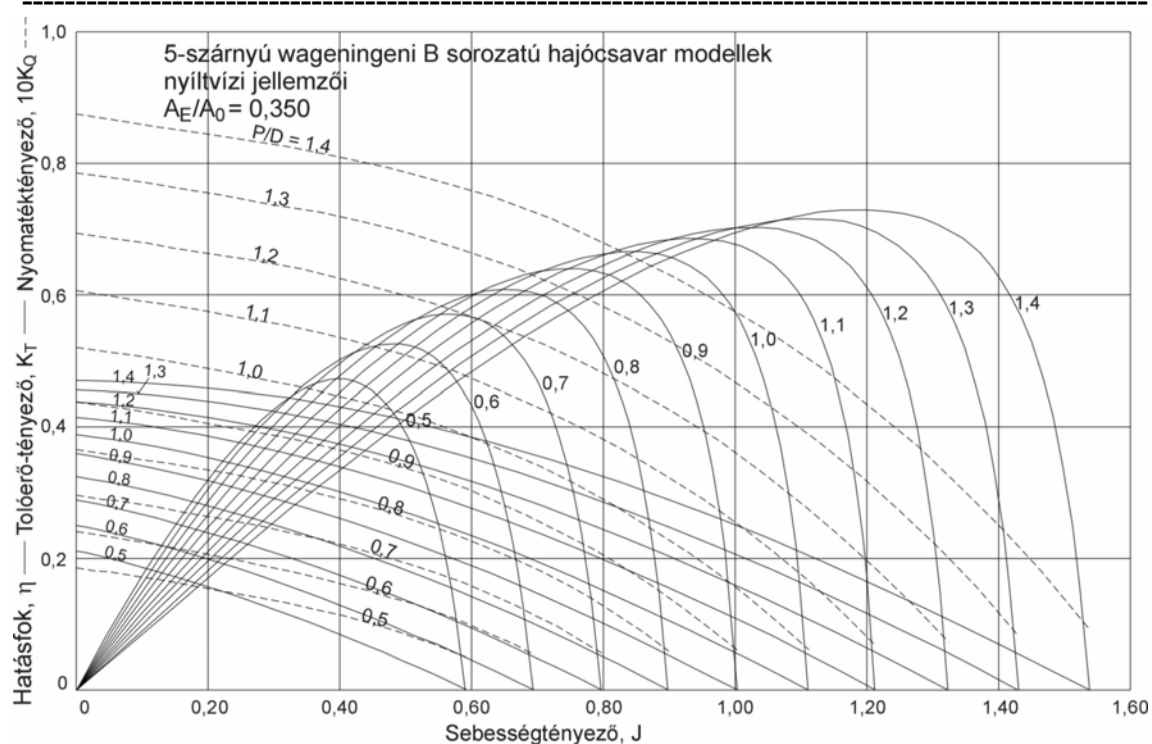
4.3.2.3.1.2.1.31 ábra



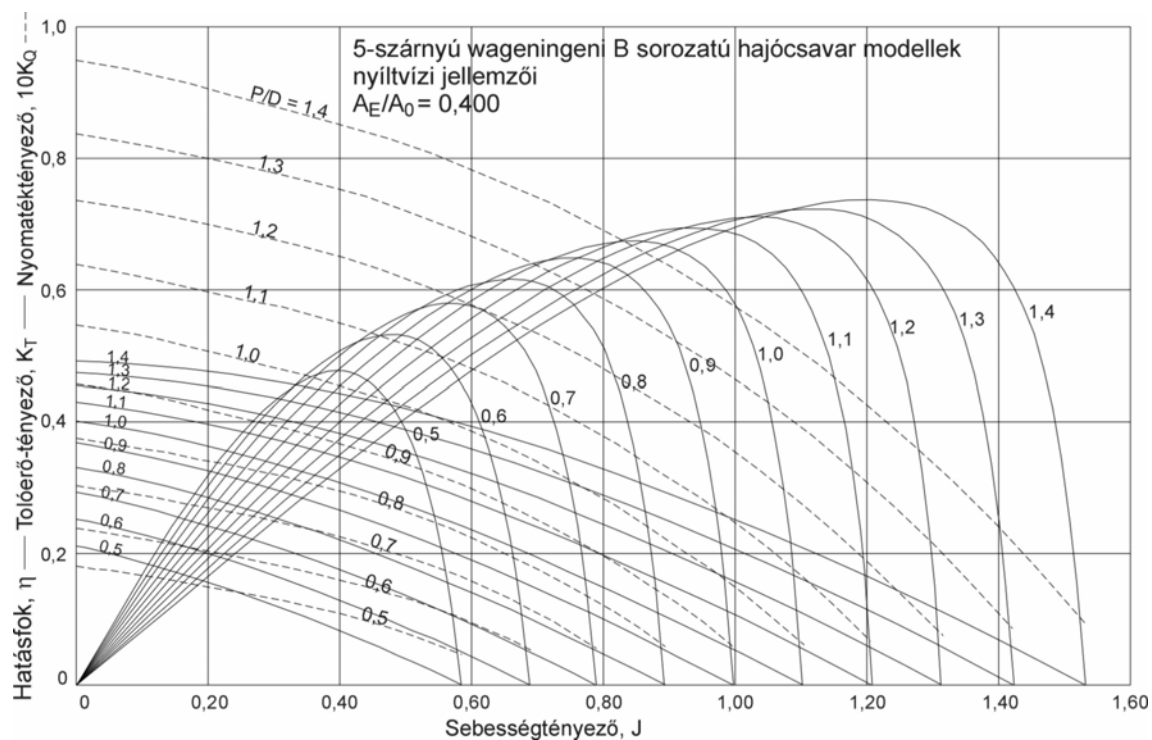
4.3.2.3.1.2.1.32 ábra



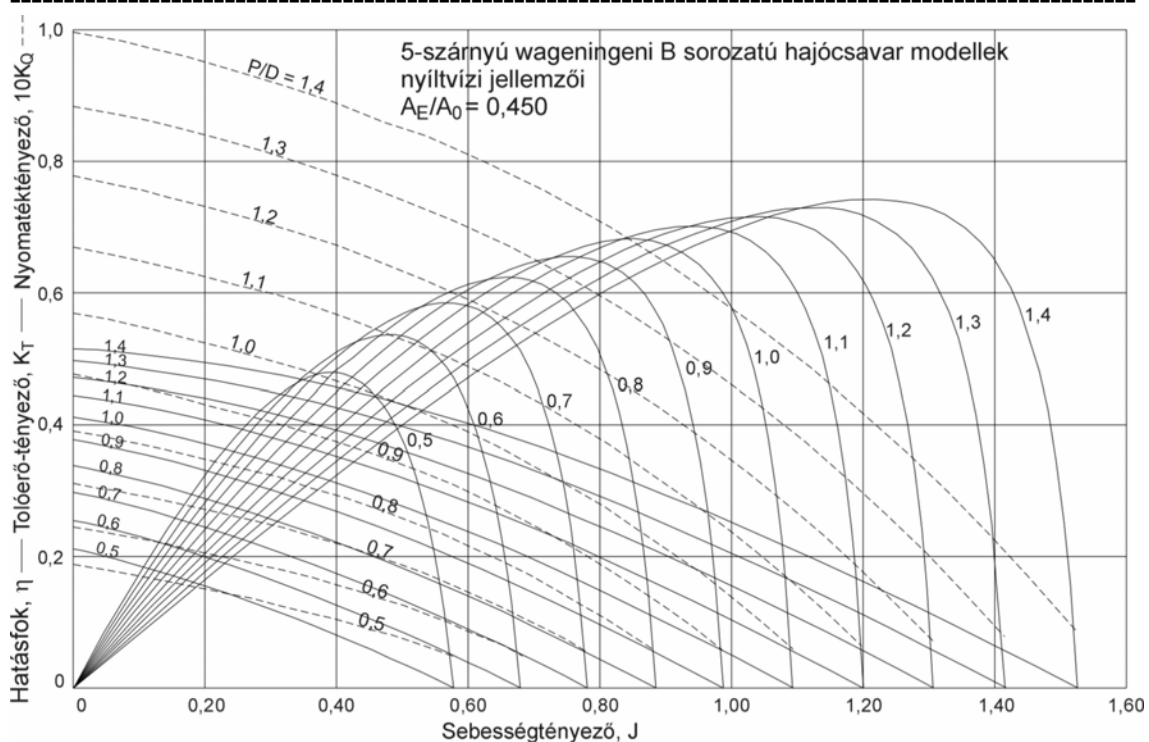
4.3.2.3.1.2.1.33 ábra



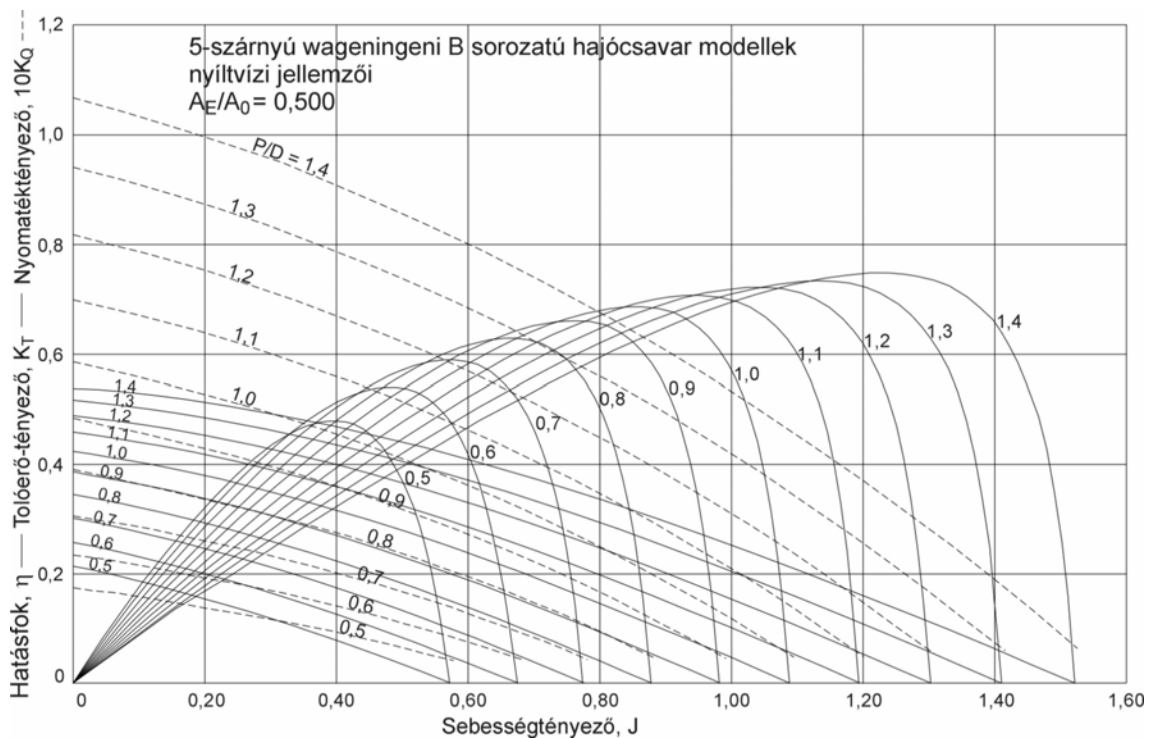
4.3.2.3.1.2.1.34 ábra



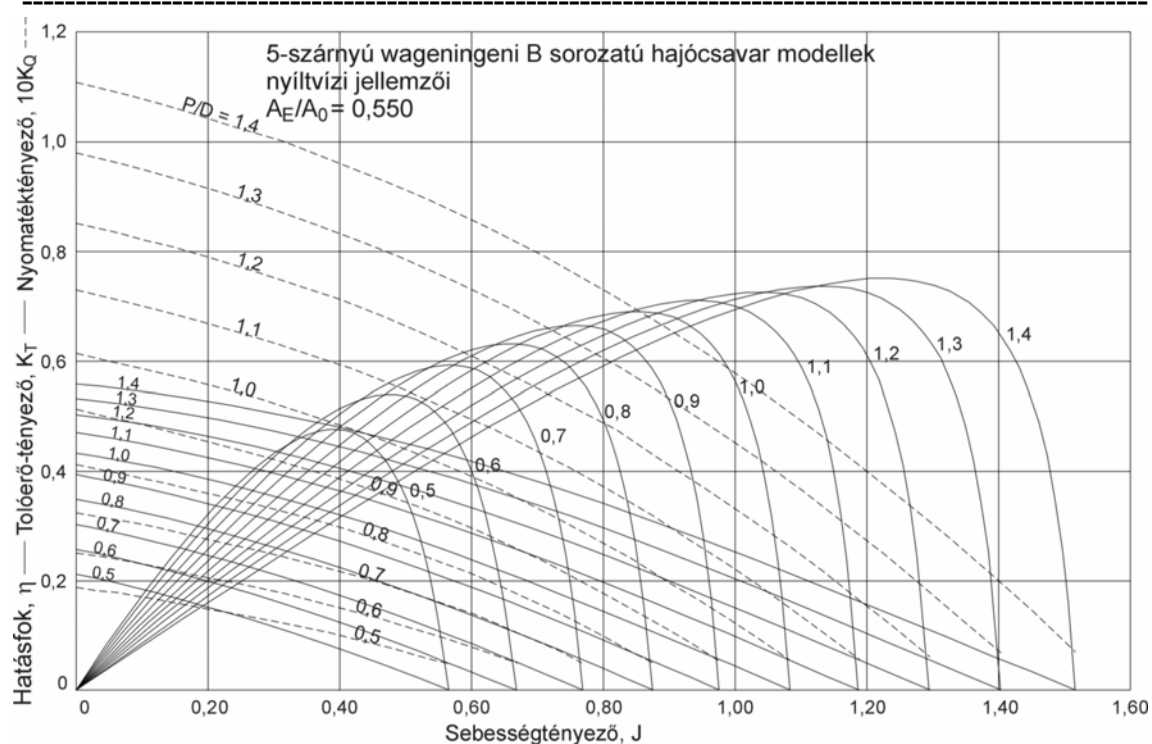
4.3.2.3.1.2.1.35 ábra



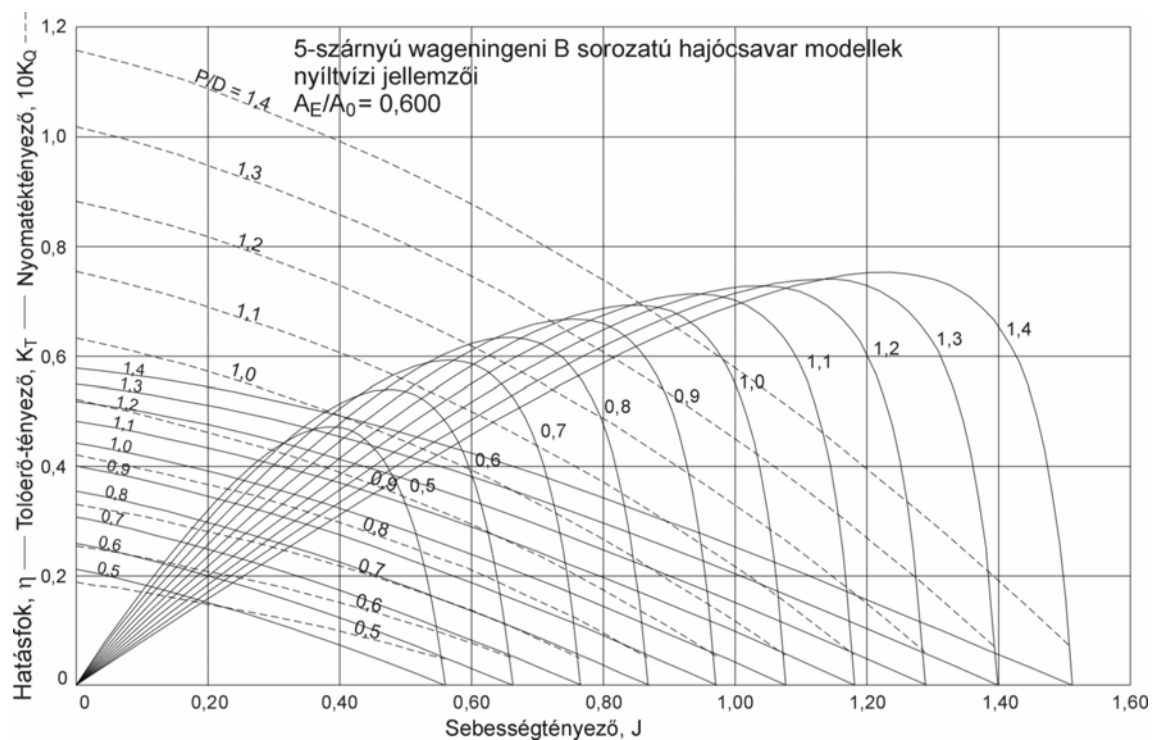
4.3.2.3.1.2.1.36 ábra



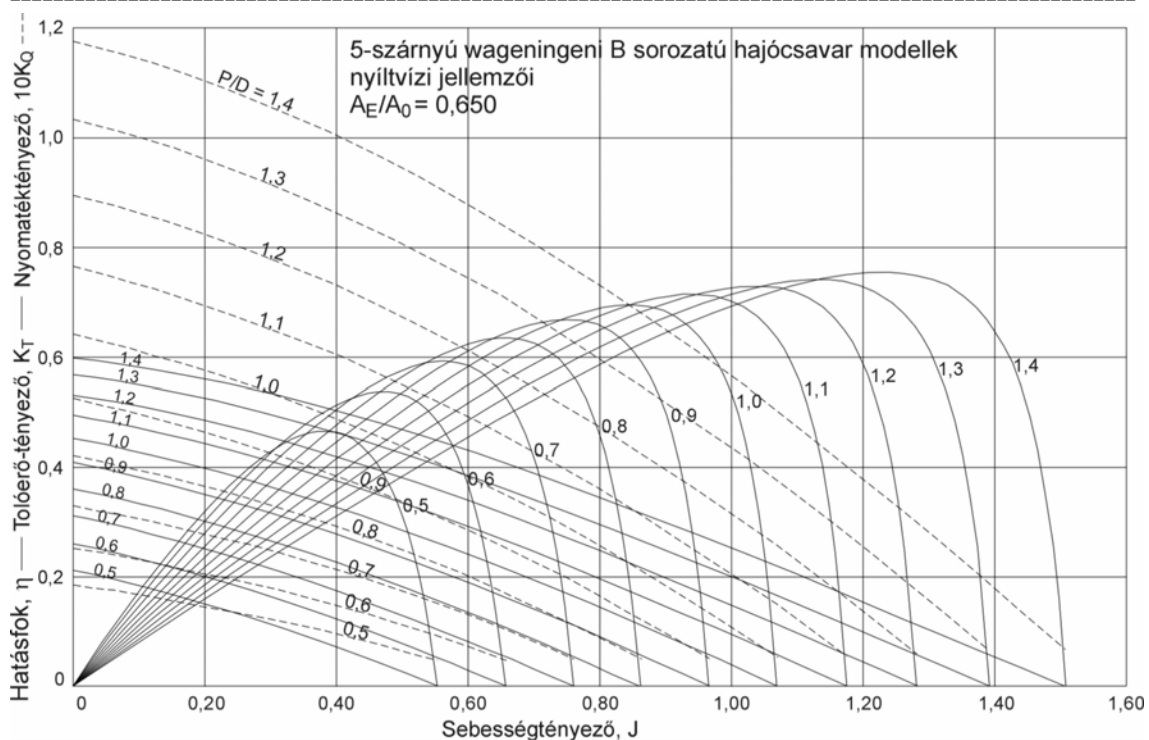
4.3.2.3.1.2.1.37 ábra



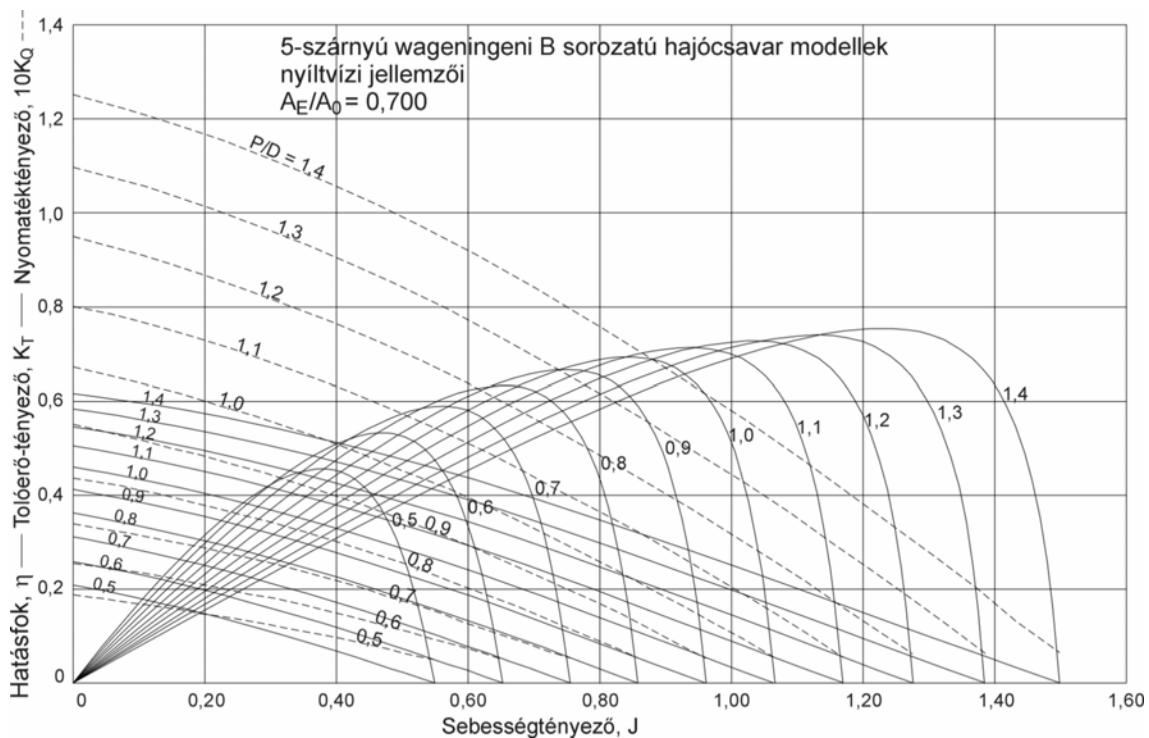
4.3.2.3.1.2.1.38 ábra



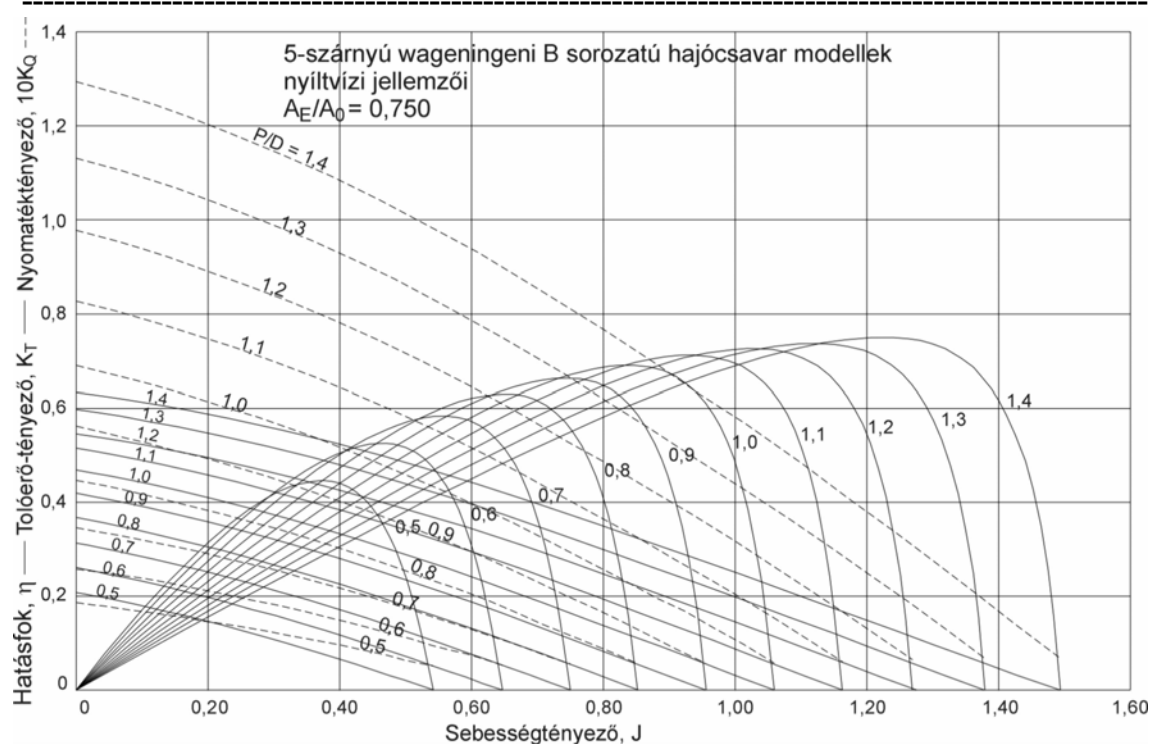
4.3.2.3.1.2.1.39 ábra



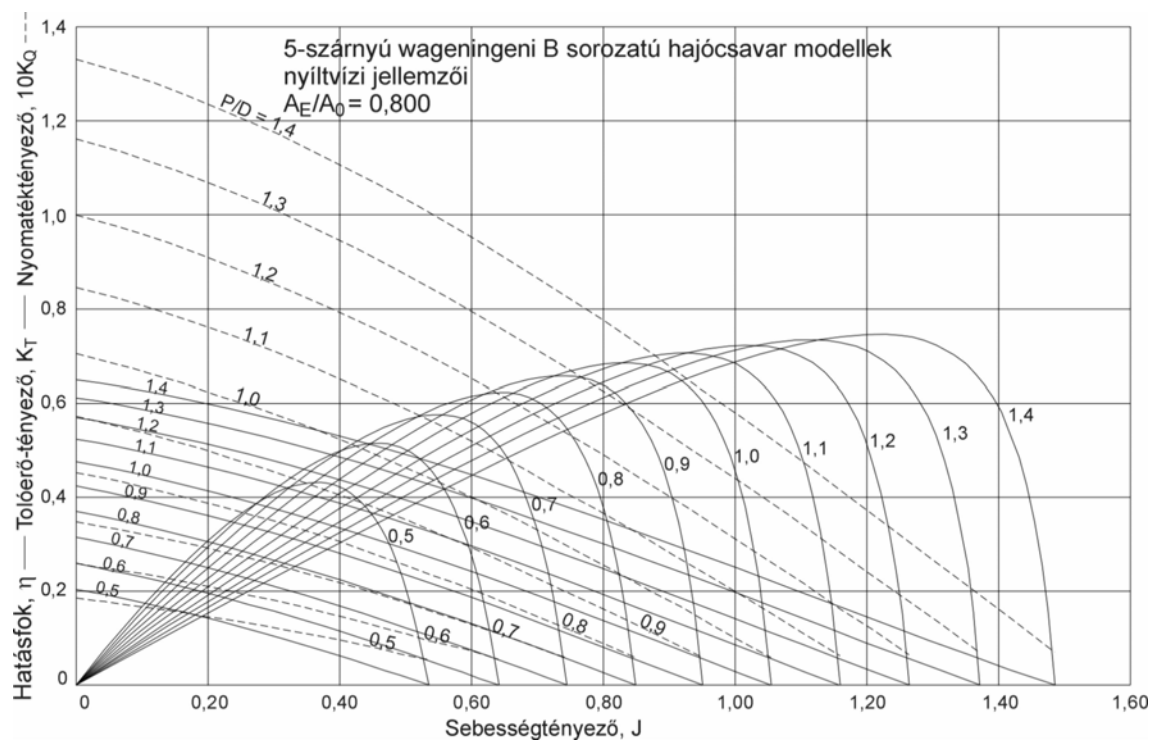
4.3.2.3.1.2.1.40 ábra



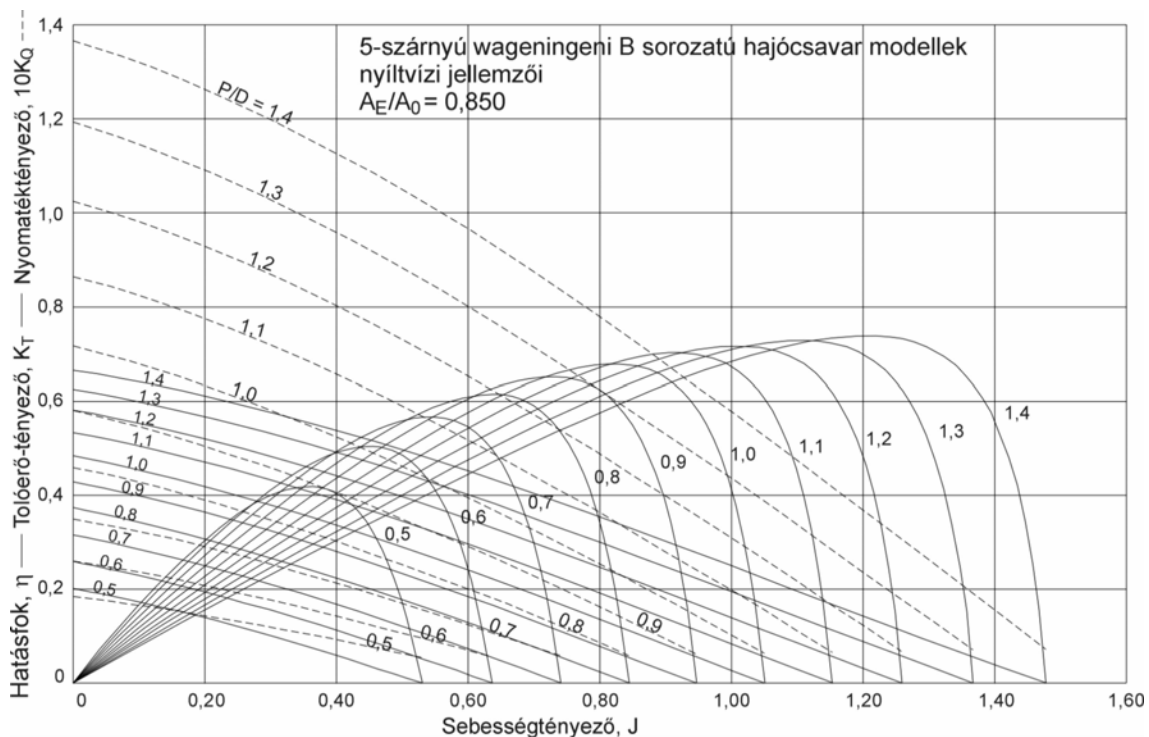
4.3.2.3.1.2.1.41 ábra



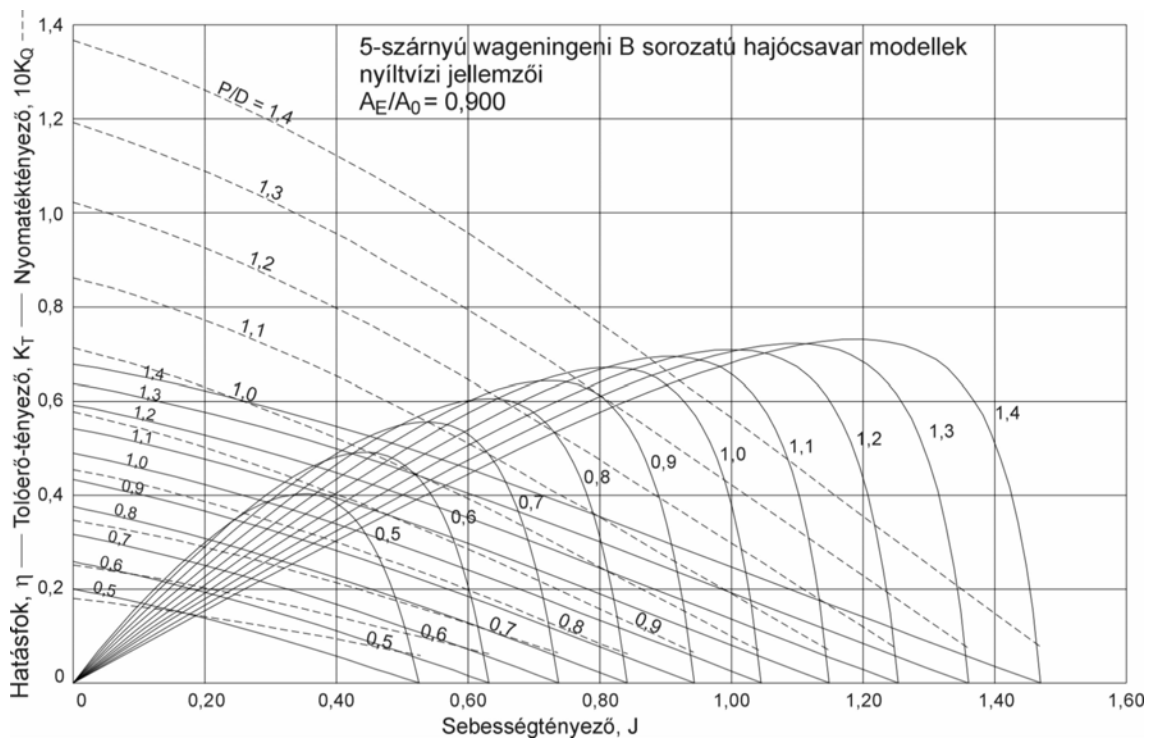
4.3.2.3.1.2.1.42 ábra



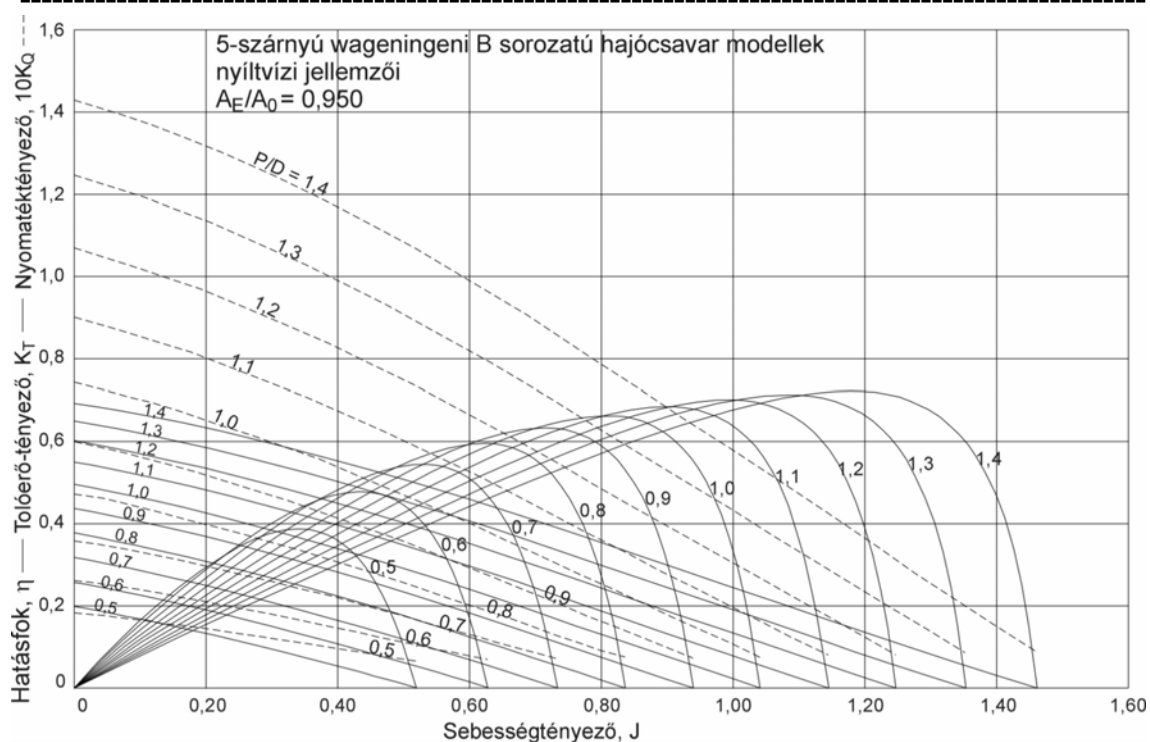
4.3.2.3.1.2.1.43 ábra



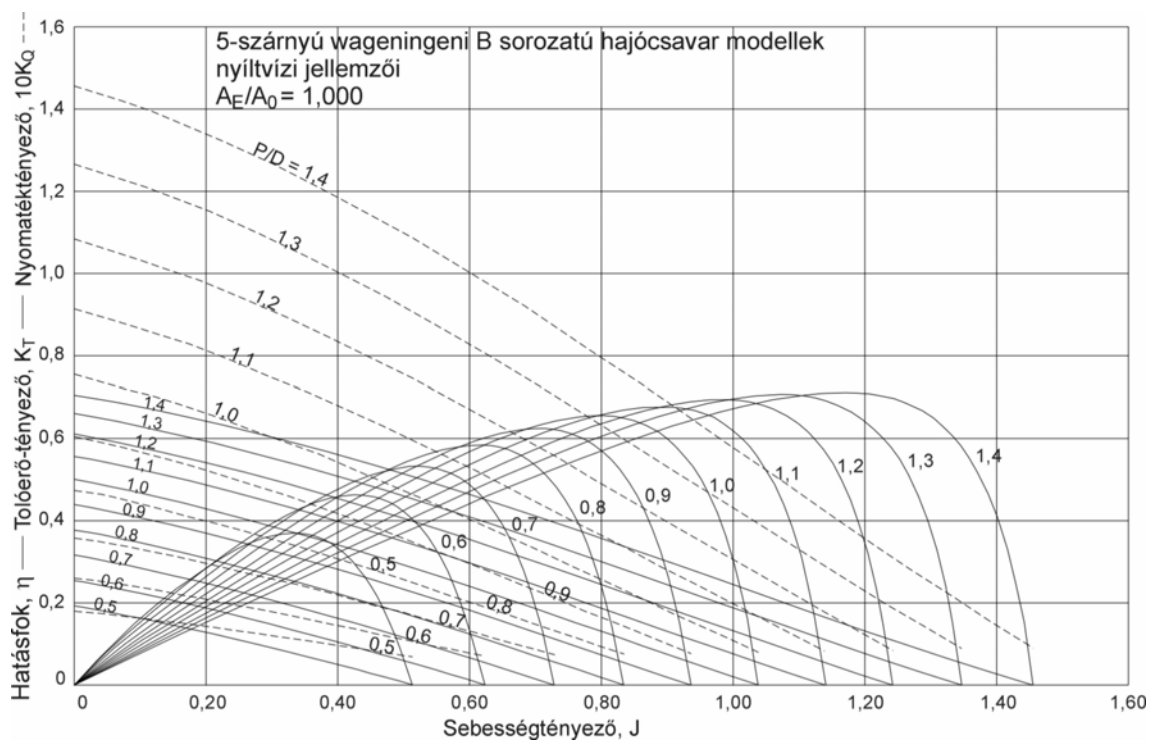
4.3.2.3.1.2.1.44 ábra



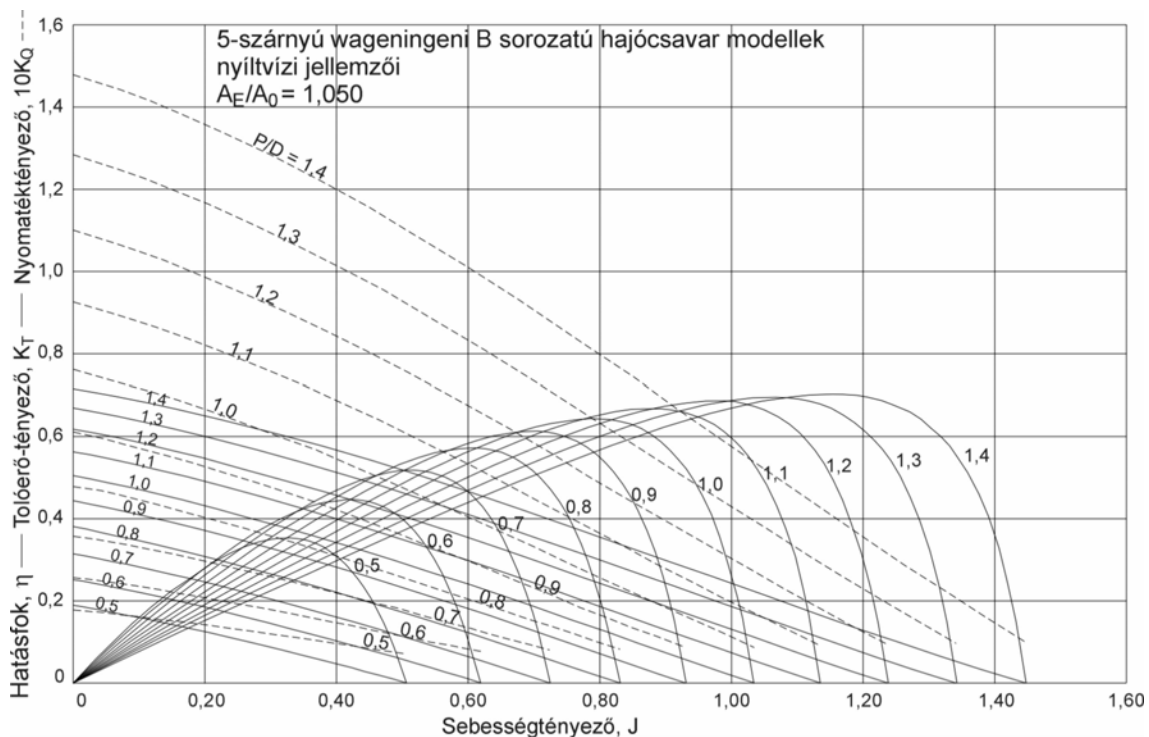
4.3.2.3.1.2.1.45 ábra



4.3.2.3.1.2.1.46 ábra



4.3.2.3.1.2.1.47 ábra

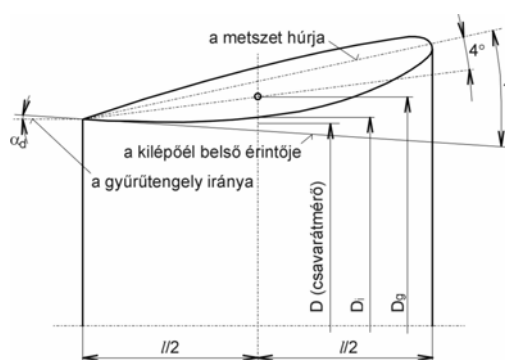


4.3.2.3.1.2.1.48 ábra

4.3.2.3.1.2.2 Gyűrűben dolgozó (K és K.a) hajócsavar-modell sorozatok

A Kort-gyűrű jellemző adatainak megválasztása

Korábbi kutatások. A Kort-gyűrű elméletével igen sokan foglalkoztak. Nincs értelme ezen elméleteket részletesen ismertetni, a jelentősebb elméleti kutatásokat közlő munkákat az irodalomjegyzék alapján megtalálhatjuk. Ezen kutatások eredményei közvetlenül nem is használhatók fel gyűrűs propellerek tervezésére, mivel a gyakorlatban nem biztosítható feltételezésekkel élnek. Ilyen közelítések: a végtelenül vékony gyűrű, ideális folyadék feltételezése, a csavaron áthaladó vízszög kontrakciójának figyelmen kívül hagyása, stb. A két utolsónak említett közelítés például nem teszi lehetővé a leválási jelenségek vizsgálatát, pedig a kísérletek szerint igen gyakran jelentkezik leválás a gyűrű belépő éle és hátsó, diffúzoros része környezetében.



4.3.2.3.1.2.2.1 ábra Horn-Amstberg gyűrű jellemző méretei

A megfelelő gyűrűtípus gyakorlati kiválasztására, tervezésére az első jelentősebb vizsgálatot *Horn és Amstberg* végezték. Vizsgálataik eredményeként számítási eljárást dolgoztak ki, amelynek alapján Kort-gyűrűs propellert tervezhetünk.

A módszer alkalmazása eléggé

hosszadalmas, bár egyes elméleti összefüggéseiket részletes számolgatások nélkül is meghatározhatjuk a módszerben közreadott diagramok segítségével. Ugyanakkor a számítás során megválasztandó néhány tényező bizonytalansága miatt hibalehetőségekkel is kell számolnunk. Adott (NACA 4415) profilmetszetből különböző állásszögekkel kialakított, különböző hossz-átmérő viszonyú gyűrűket vizsgáltak elméletileg. Az így tanulmányozott gyűrűk jellemző méreteinek (α_d és l/D_g) (ld. 4.3.2.3.1.2.2.1 ábra), valamint a gyűrű és propeller együttes, ideális tolóerejéből alkotott ξ_{T0} tolóerő-tényezőnek a függvényében gyűrű ellenállás-tényezőket (ξ_{wg}), gyűrű sodortényezőket (w_g) és gyűrű szívási tényezőket (t_g) határoztak meg és diagramokban közölték ezeket.

Az ideális tolóerő tényezője

$$\xi_{T0} = (T + W_g) / ((1/2)\rho V_A^2 (D^2 \pi / 4))$$

ahol T a propeller által kifejtendő valóságos tolóerő

$$T = (R + H) / (1 - t)$$

ebben R a hajó ellenállása, H vontató esetén a kifejtendő kötél-vonóerő, t a hajó szokásos értelmezésű szívási tényezője,

$$W_g = \xi_{wg}(1/2)\rho V_A^2(D^2\pi/4)$$

azaz a gyűrű ellenállása, V_A a gyűrű + csavarrendszer együttes nyíltvízi haladási sebessége, D a gyűrűben elhelyezett csavar átmérője.

Tekintettel arra, hogy a ξ_{wg} értékeit is a ξ_{T0} függvényében találhatjuk a közzétett diagramokban, a végleges összetartozó értékeiket csak a

$$\xi_{T0} = (1/1,025)(T/((1/2)\rho V_A^2(D^2\pi/4)))$$

közelítő felvétel után, többszöri próbálgatással határozhatjuk meg.

A gyűrűben elhelyezett csavar a továbbiak során úgy méretezhető, mint a gyűrű nélkül szabadon elhelyezett hajócsavar. A csavar méretezésénél figyelembe veendő csavartolóerő

$$T_p = (T + W_g) / (1 - t_g)$$

a csavar nyíltvízi haladási sebessége pedig

$$V_A = (1 - w)(1 - w_g)V$$

ahol t_g a gyűrű szívási tényezője, w_g a gyűrű sodortényezője (az említett diagramokból kivehető negatív értékű tényezők), w a szokásos értelmezésű sodortényező (a gyűrű + csavarrendszer együttes sodortényezője), V a hajó haladási sebessége.

Az első olyan modellkísérleteket, ahol a hajócsavar nem szabad vízben volt elhelyezve, hanem a tervezője után Kort gyűrűnek nevezett áramvonalas szelvényű gyűrűben, a B sorozatból vett négyszárnyú, 0,7 felületviszonyú csavarral végezték.

Ezek az eredmények arra mutattak, hogy kedvezőbb lehet a hajócsavarok szárnyformáját olyanra kialakítani, ahol a szárny végénél van a leghosszabb profil (*Kaplan típus*), ezek előnyei között van az is, hogy kevésbé hajlamosak a szárnyvégnél a kavitációra, mint a B típusok.

A wageningeni MARIN intézet kísérletei. A hollandiai MARIN hajókísérleti intézetben *van Manen* vezetésével részletes kísérleti vizsgálatokat folytattak. Különböző kialakítású gyűrű és hajócsavar típusokkal méréseket végeztek. Kiindulásként Horn és Amstberg számítási módszerének igazolását tűzték ki célul. E célból vizsgálták a NACA 4415 profilú gyűrű öt különböző változatát (2-6. sorszámu „wageningeni gyűrű”). A gyűrűben B.4.55 (B típusú négyszárnyú, 0,55 nyújtott felületviszonyú) különböző emelkedésű hajócsavarokat helyeztek el. A vizsgálatok eredményei szerint számottevő eltérés mutatkozott a Horn-Amstberg által számított gyűrű-sodortényező és a mérésekkel meghatározott értéke között. A gyűrű szívási tényező értékénél már kisebb eltéréseket tapasztaltak. Az eltérések oka a számításoknál elkerülhetetlen közelítésekben keresendő. Így megállapították, hogy egyéb áramlástanai számításokhoz hasonlóan, gyűrűs propellereknél is a tisztán számítások során nyert eredményeket csak modellkísérleti

ellenőrzéssel szabad elfogadnunk, illetve a gyűrűs propellerek tervezéséhez olyan módszert kell kidolgozni, amelynél egyes adatokat, amelyeket számítással csak bizonytalanul lehet megközelíteni, kizárólag módszeres modellkísérletek eredményeinek segítségével határozhatunk meg.

A GYŰRŰ PROFILJÁNAK KIALAKÍTÁSA. A gyűrű megfelelő kialakításának és a gyűrűben alkalmazható hajócsavartípus jellemzőinek meghatározására, továbbá a célszerű tervezési módszer kialakítására tovább folytatták kísérleteiket. Vékonyfalú rövid csőben (1. számú wageningeni gyűrű), valamint NACA 5415 és 3415 profilú (7, 8, 10, 11. sz.) gyűrűben elhelyezett B.4.55 csavarokkal is végeztek méréseket, majd a 7.sz. gyűrűben más szárnyszámú és felületviszonyú B típusú csavarokat is vizsgálták. Ezen kiindulás után részletes elméleti módszerekkel különböző gyűrűalakokat terveztek. Mivel a gyűrűs propeller előnye elsősorban a gyűrűn ébredő tolóerő nagyságától függ, ezért ebből a szempontból nagy felhajtóerőt adó gyűrűprofil kialakítása lenne célszerű. Azonban egy ilyen propeller előnyös tulajdonságait korlátozza a gyűrű belépőélének belső oldalán és a kilépési diffúzorban fellépő leválási jelenség. A leválási jelenségek létrejötte szempontjából jelentős a gyűrűben elhelyezett hajócsavar radiális terheléseloszlása is, de természetesen elsősorban a gyűrűprofil belépő és kilépő élének kialakítása a döntő. Ezen megfontolások alapján a megfelelő NACA 25015-ből kialakított profilalak 4.3.2.3.1.2.2.2 ábra szerinti főméreteit, a gyűrű hosszát (l), a gyűrűt alkotó szárnymetszet húrjának a gyűrű tengelyével alkotott beállítási szögét (α_i), a metszet íveltségét (f/l) és a gyűrű hátsó végén lévő diffúzorszöget (α_d) változtatva, a következőket állapították meg.

- A gyűrű l/D hosszviszonyszámát 0,30 és 0,83 között vizsgálva, a 0,5 viszonzszámú gyűrű igen jónak bizonyult szabadmeneti állapotban, s nem mutatott számottevő romlást a propulzió hatásfoka szempontjából vontató- vagy tolóhajók üzemi viszonyainak megfelelő állapotban sem a hosszabb gyűrűkhöz képest, így általános használatra ezt tartják célszerűnek.
- A metszet α_i beállítási szögét 10 fok körül célszerű választani. Ennél kisebb beállítási szög esetén leválási jelenségeket tapasztaltak a belépőél környezetében.
- Az α_d diffúzorszög legjobb hatásfokot biztosító értéke 5 fok, de 3,5 illetve 6,5 fokig változtatva a diffúzorszöget, még nem tapasztaltak lényeges romlást. Így az értéket 3,5 és 6,5 fok között választhatjuk a leválás veszélye nélkül.
- A gyűrűt alkotó szárnymetszet íveltsége $f/l = 0,07$ értéknél mutat optimális tulajdonságokat. Az íveltséget változtatva azt tapasztalták, hogy 0,05 és 0,09 értékek között még csak lényegtelen romlás mutatkozik a hatásfokban és a két érték közötti íveltség esetén nem jelentkeztek leválási jelenségek sem.
- A közölt határértékek közötti jellemzőkkel rendelkező gyűrűk üzemi jellemzői a 18., 19., 20. sz. wageningeni gyűrűk mérési eredményei szerint csak igen kis, elhanyagolható mértékben különböznek egymástól. Ebből arra következtethetünk, hogy a profilalak kisebb módosítása nem befolyásolja lényegesen az üzemi jellemzők alakulását. Így a 19. gyűrű körvonalát leegyszerűsítve, a külső palást nagy részét kúpfelületnek, a belső palást középső ötödét egyenes körhenger felületnek kialakítva és a kilépőél lekerekítési sugarát megnövelve, a fenti gyűrűkkel közel

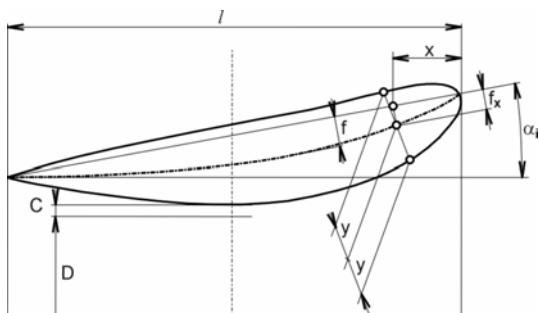
azonos tulajdonságú 19-A jelű gyűrűt hozták létre. Ez a gyűrűalak gyártási szempontból lényeges könnyítést jelent, propulziós jellemzők lényeges romlása nélkül.

Az említett különböző gyűrűkkel végzett nyíltvízi modellkísérleteik eredményei közül a 7, 18, 19, 19-A és 20 számú gyűrűkkel nyert mérési eredményeket használhatjuk fel tervezési célokra, mivel a későbbiekben ismertetendő *K típusú csavarokkal* csak ezen gyűrűk mérési eredményeit hozták nyilvánosságra, így a 19-A kivételével csak ezen gyűrűk jellemző adatait közöljük a 4.3.2.3.1.2.2.1 táblázatban.

4.3.2.3.1.2.2.1 táblázat

A gyűrű jele	7	18	19	20
l/D	0,5	0,5	0,5	0,5
f/l	0,05	0,09	0,07	0,05
t/l	0,15	0,15	0,15	0,15
α_i , fok	12,70	10,20	10,20	10,20

Az első Kaplan-szárnyú hajócsavarmodell sorozatot K-val jelölték. Négyszárnyú, változó emelkedésű modellekkel végezték a méréseket, a leghasználhatóbb felületviszony 0,55 volt, ezért ezt a sorozatot K.4.55 néven ismerjük. A gyűrű jelölése 19. A gyűrű alakjának pontos meghatározásához szükséges értékeket a 4.3.2.3.1.2.2.2 táblázatban találjuk. Az első oszlopban láthatóak a belépőéltől mérendő x távolságok, melyeknél a metszet vázvonala a metszet húrjától mérhető távolságát (f_x) az egyes gyűrűtípusokhoz a 2- 5. oszlop adja. A táblázat utolsó oszlopában pedig a szárnymetszetek fél-vastagsága van feltüntetve. Valamennyi érték a gyűrű l hosszának százalékában van megadva.



4.3.2.3.1.2.2.2 ábra Kort-gyűrűk jellemző méretei

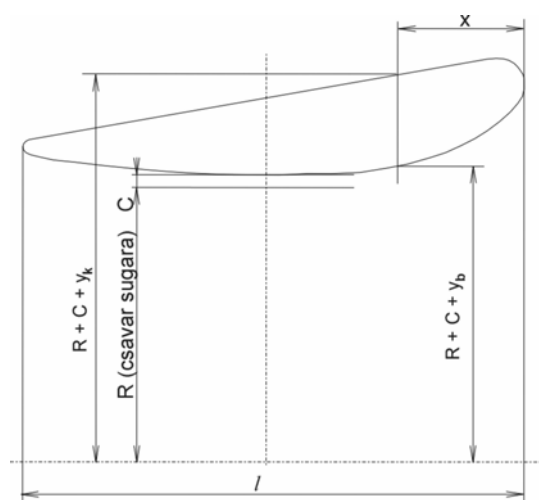
A rajzon általában vízszintesnek választott hajócsavartengely irányával párhuzamos, tehát vízszintes vonallal α_i szöget bezáró egyenest rajzolunk. A vízszintes egyenesre felmérjük a gyűrű hosszát (l). Ez a távolság a ferde egyenesre vetítve kimetszi a gyűrűt

alkotó szárnymetszet húrját. A táblázat első oszlopából meghatározható x távolságot a belépőél felől felmérjük a vízszintes egyenesen, majd felvetítjük a metszet húrjára. Ezen, az utóbbi ponttól a metszet húrjára merőlegesen, a 2-5. oszlopban közölt értékek segítségével a megfelelő f_x értéket a rajz szerint, a metszet mentén végig felmérve, a szelvény vázvonalaát kapjuk.

4.3.2.3.1.2.2.2 táblázat A gyűrűk alakjának meghatározásához szükséges értékek

1	2	3	4	5	6
x/l	f_x/l	f_x/l	f_x/l	f_x/l	y/l
	7	18	19	20	
1,25	0,800	1,026	0,798	0,570	2,367
2,50	1,055	1,981	1,540	1,100	3,268
5,00	1,495	3,667	2,852	2,037	4,443
7,50	2,000	5,079	3,950	2,821	5,250
10	2,410	6,244	4,856	3,469	5,853
15	3,185	7,882	6,131	4,379	6,682
20	3,810	8,745	6,802	4,859	7,172
25	4,340	9,000	7,000	5,000	7,427
30	4,690	8,797	6,842	4,887	7,502
40	5,000	7,680	5,973	4,266	7,254
50	4,920	6,399	4,977	3,555	6,617
60	4,480	5,118	3,981	2,844	5,704
70	3,800	3,838	2,985	2,132	4,580
80	2,830	2,561	1,992	1,423	3,279
90	1,565	1,281	0,996	0,711	1,810
95	0,815	0,640	0,498	0,356	1,008
100	0	0	0	0	0,158

A táblázat használatához, illetve a gyűrű profiljának megrajzolásához a 4.3.2.3.1.2.2.2 ábra szolgál útmutatásul.



4.3.2.3.1.2.2.3 ábra A 19-A jelű Kort gyűrű jellemző méretei

A vázvonaltól, arra merőlegesen felfelé és lefelé felmérjük az y értékeket, amelyek a szelvény körvonalát adják.

A gyűrű metszetének felrajzolása után az alkalmazandó hajócsavar átmérőjének, valamint a csavarszárny csúcsa és a gyűrű közötti rés (C) ismeretében határozhatjuk meg a gyűrű tengelyvonalát.

A tovább tökéletesített csavar állandó emelkedésű, jelölése K.a.4.55, a gyűrű a korábbi gyűrű gyártási szempontokból

egyszerűsített változata, jele 19A.

A GYŰRŰ ÉS HAJÓCSAVAR SZÁRNYCSÚCSA KÖZÖTTI RÉS. A rés hatásának vizsgálatára különböző méretű réseket vizsgáltak, különböző hajócsavarokkal.

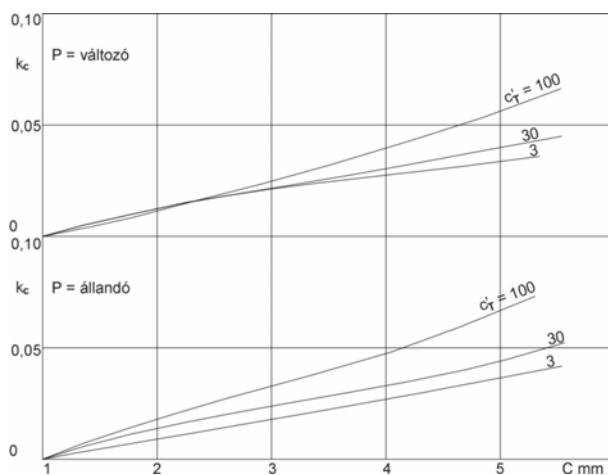
4.3.2.3.1.2.2.3 táblázat

x/l	0	1,25	2,5	5	7,5	10	15	20	25
-------	---	------	-----	---	-----	----	----	----	----

BBBZ kódex

y_b/l	18,25	14,66	12,80	10,87	8,00	6,34	3,87	2,17	1,10
y_k/l	0	20,72	21,07	20,80	Egyenes vonal				

30	40	50	60	70	80	90	95	100
0,48	Tengellyel párhuzamos			0,29	0,82	1,48	1,86	2,36
Egyenes vonal								6,36



4.3.2.3.1.2.2.4 ábra A rés hatása

A 19-A jelű gyűrű alakját az 4.3.2.3.1.2.2.3 ábra és a 4.3.2.3.1.2.2.3 táblázat alapján határozhatjuk meg.

Az egyes hajócsavarok különböző *emelkedés-eloszlásúak* voltak, azaz a szárnyak terhelésének radiális irányú eloszlása változott, így a rés környezetében különböző mértékű terhelések adódtak. A kísérleti vizsgálatok szerint a rés növekedésével

minden esetben csökken a propeller nyíltvízi hatásfoka, a minimális rés esetén megállapítható hatásfokhoz képest. A hatásfok a gyűrű + csavar együttes tolóerejéből képzett

$$c_T' = T / (\rho V_A^2 D^2)$$

tolóerő-tényező nagyobb értékeinél rohamosabban csökken, de azonos tolóerő-tényezők esetén lényegtelen eltérés mutatkozik a különböző terhelés-eloszlású csavarszárnyaknál. Gyakorlatilag tehát azonos a rés miatti veszteség, akár állandó, akár radiálisan változó emelkedésű hajócsavart alkalmazunk.

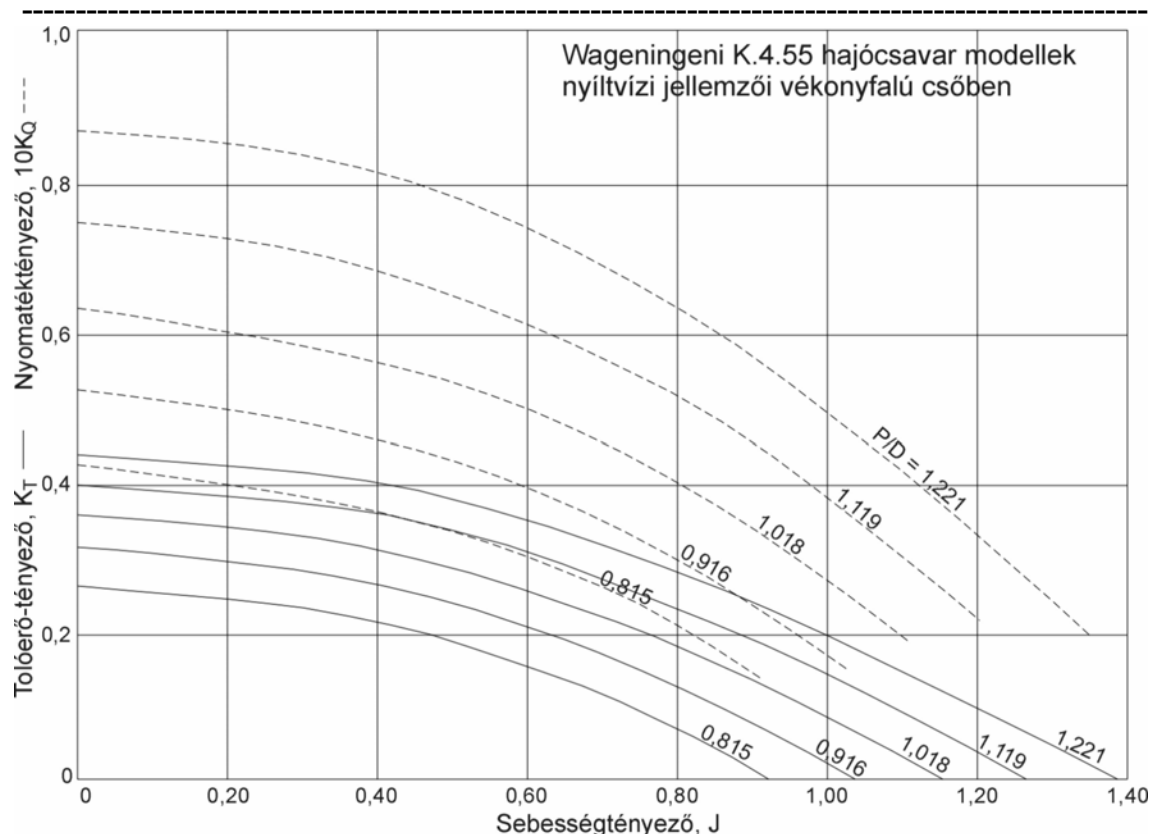
A 4.3.2.3.1.2.2.4 ábrán egy állandó emelkedésű, azaz radiálisan egyenletes terhelés-eloszlású és egy csúcs felé növekedő emelkedésű, a csúcsnál nagyobb terhelésű csavarral ellátott gyűrűs propeller nyíltvízi hatásfokának (η_{0c}) csökkenését láthatjuk az 1 mm nagyságú résnél mért hatásfokhoz (η_{01}) viszonyítva a rés mértékének függvényében, különböző tolóerő-tényezőknél, $k_c = 1 - \eta_{0c}/\eta_{01}$.

$$h = 0,37/Re^{-0,2}$$

a haladási sebességeknek a Froude hasonlósági törvény szerint való átszámítása esetén a határrétegek léptéke

$$\lambda_h = \lambda(\lambda(\lambda)^{0,5})^{-0,2} = \lambda^{0,7}$$

ahol λ a lineáris lépték (a méretarány reciprokl értéke).



4.3.2.3.1.2.2.5 ábra K.4.55 csavar jellemzői vékonyfalú csőben

Tehát a rés méreteit is $\lambda^{0.7}$ arányban kell átszámítanunk a közölt kísérleti viszonyokból. Így pl. 1,6 m átmérőjű hajócsavarnál 10 mm rés esetén a gyűrű belső átmérője a csavarnál 1,620 m.

Így a lineáris lépték

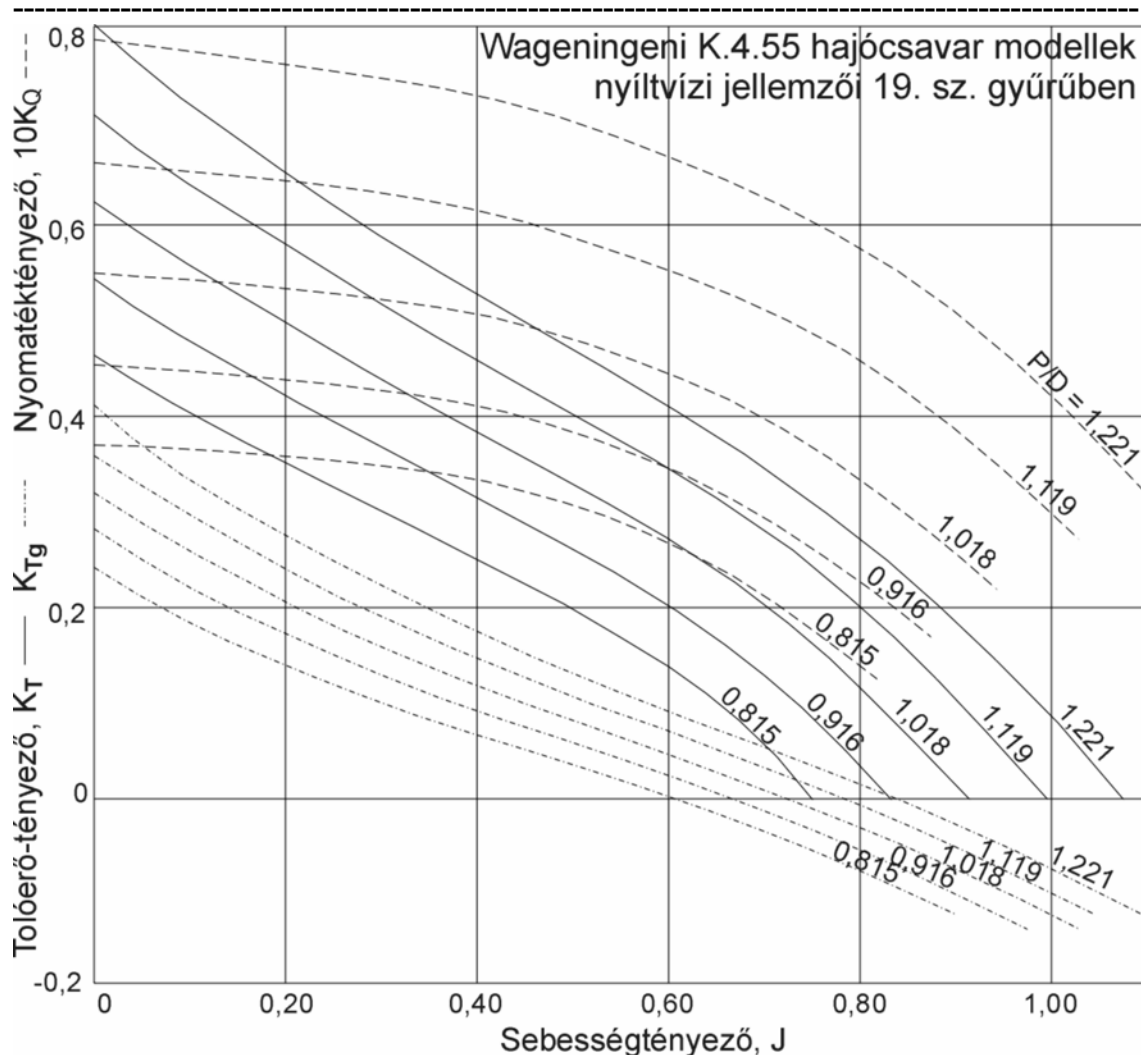
$$\lambda = 1,620 / 0,242 = 6,69$$

és ezzel a 242 mm gyűrűméret esetén megfelelő résméret

$$C = 10 / 6,69^{0.7} = 2,65 \text{ mm}$$

azaz a változó emelkedésű hajócsavar 4.3.2.3.1.2.2.4 ábrán feltüntetett résvesztesség görbéje szerint ez kb. 0,02 hatásfokcsökkenést jelent az 1 mm-es réssel vizsgált gyűrűs csavar diagramokban közzétett mérési eredményeihez képest.

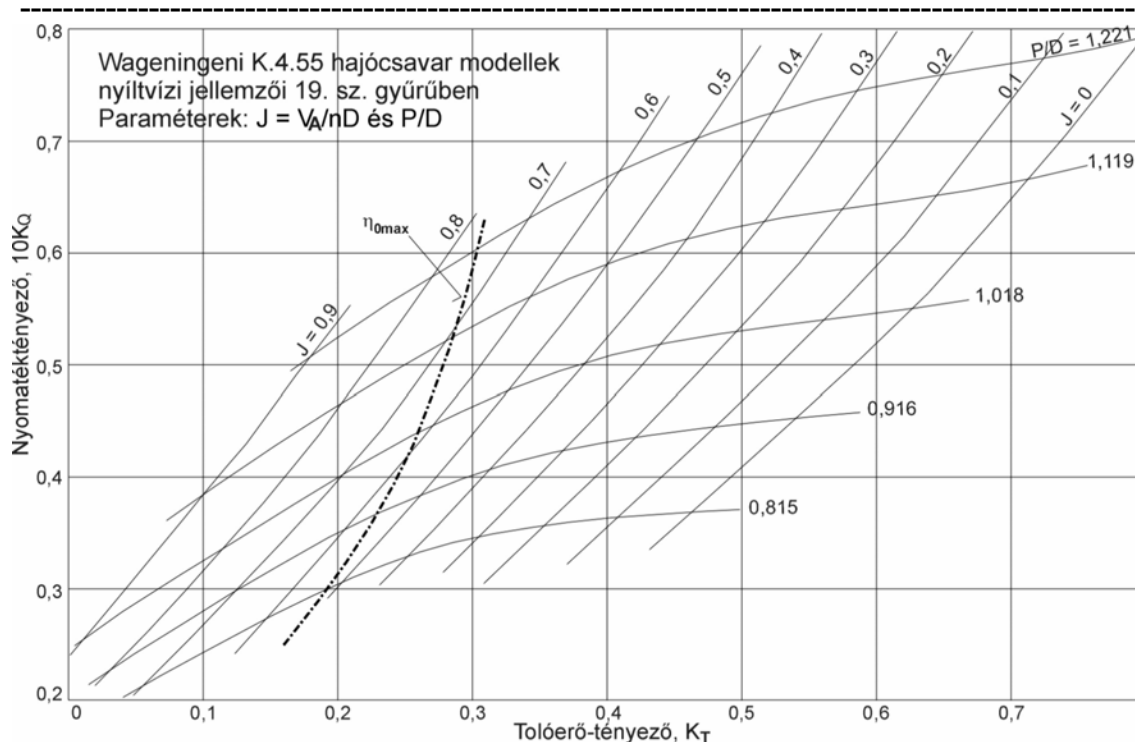
A GYŰRŰBEN DOLGOZÓ HAJÓCSAVAR. A Kort-gyűrű elvi működését szemléltető 4.3.2.1.8 ábrából látható, hogy a gyűrűn ébredő tolóerő növelése érdekében olyan hajócsavar alkalmazása célszerű, amelynek a szárny mentén a terhelés eloszlása, azaz a csavar két oldalán létrejövő nyomáskülönbség radiális eloszlása, a szárny csúcsa közelében, a gyűrű belső falánál nagyobb sebességeket hoz létre.



4.3.2.3.1.2.2.6 ábra K.4.55 csavar nyíltvízi jellemzői a 19. számú gyűrűben

A szárnyvégen lekerekített, szokásos szárny-körvonalú hajócsavarok (pl. a wageningeni B típusú), amelyeket gyűrű nélkül alkalmaznak hajók hajtására, ebből a szempontból nem kedvezőek. A lekerekített szárnyvégek körül a nyomás kiegyenlítődik, tehát éppen a szárny csúcsa közelében jelentkeznek a kisebb tengelyirányú sebességek. Így inkább az agytól kifelé, sugárirányban növekedő szélességű K típusú csavarok alkalmazása mutatkozik célszerűnek.

A holland hajókísérleti intézet a különböző gyűrűalakokkal végzett, az előzőekben ismertetett kísérleteivel párhuzamosan a Kort-gyűrűben megfelelő tulajdonságokkal rendelkező hajócsavar típusának meghatározására is végzett kísérletsorozatokat. Az ún. felhajtóvonal-elmélet alapján tervezték az elsőként vizsgált K.4.55 típusú csavarcsaládot. Az ötféle névleges emelkedésű ($P_{0,7}/D = 1,211; 1,119; 1,018; 0,916$ és $0,815$) négyszárnyú $0,55$ értékű nyújtott felületviszonyú hajócsavarok emelkedése sugárirányban változó volt.



4.3.2.3.1.2.2.7 ábra K.4.55 csavar 19. számú gyűrűben

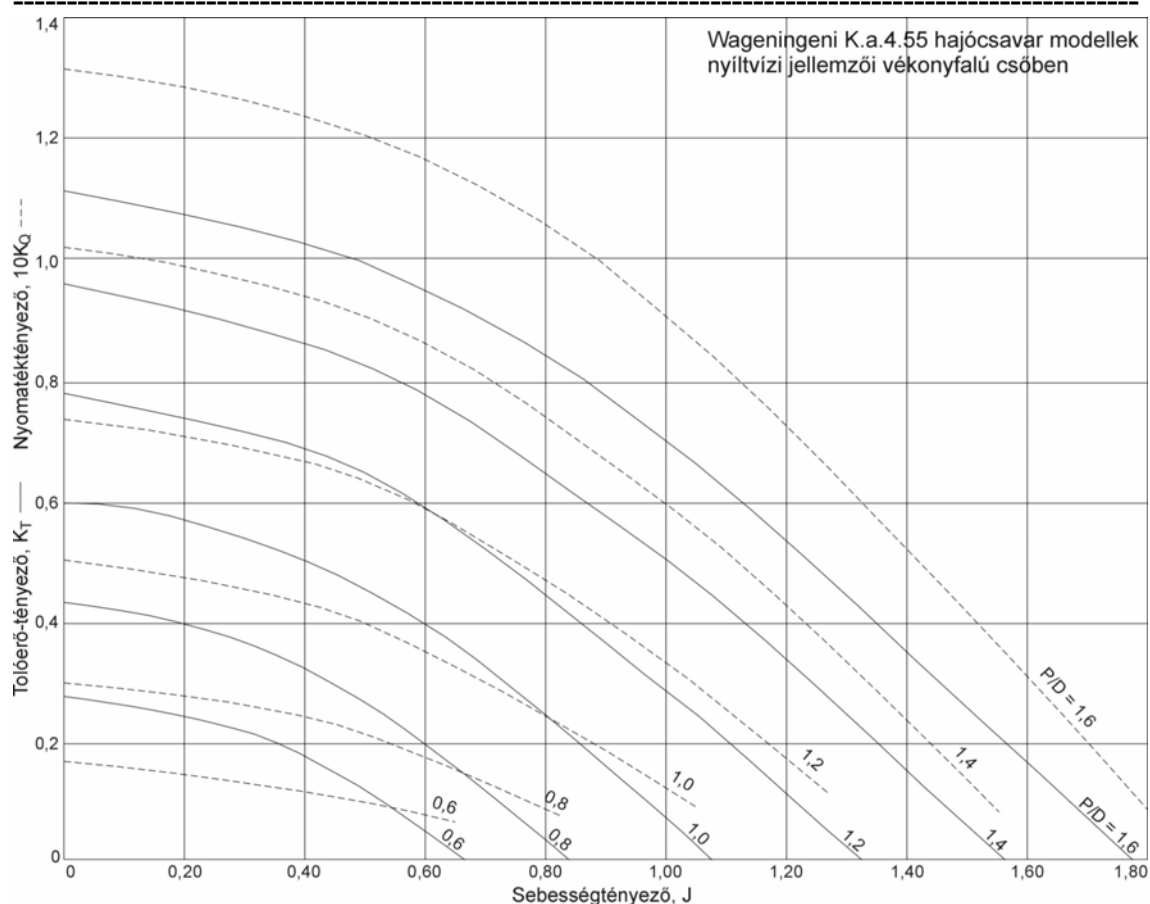
Az agy közelében levő szárnymetszetek emelkedése 0,833-szorosa, a szárny csúcsánál levő metszet emelkedése pedig 1,252-szerese a 0,7R sugáron levő szárnymetszet emelkedésének, a névleges emelkedésnek. Az emelkedésnek ez a sugárirányú eloszlása abból adódott, hogy a gyűrű belső fala mentén nagyobb sebességeket kívántak elérni és ezért a szárny csúcsánál, a szárny két oldalán előállítandó nyomáskülönbséget nagyobbra választották a teljes gyűrű-keresztmetszetre vett átlagértéknél. A helyi nyomáskülönbség a 0,6R-től a szárny csúcsáig 1,09-szerese az átlagosnak, a 0,5R-nél levő szárnymetszetenél az átlagossal azonos értékű, s az agy felé haladva, lineárisan csökken a 0,2R-nél lévő metszetig, ahol a nyomáskülönbség az átlagos érték 0,33-szorosa.

A K.4.55 csavar nyíltvízi kísérleti eredményei közül az 1, 7, 18, 19 és 20 számú wageningeni gyűrűvel mért eredményeket közölték. Az 1. számú gyűrűben mért eredmények a 4.3.2.3.1.2.2.5 ábrán, a 19. számú gyűrűben mért eredmények a 4.3.2.3.1.2.2.6 és 4.3.2.3.1.2.2.7 ábrákon láthatók.

A diagramokban K_Q a hajócsavar nyomatéktényezője

$$K_Q = Q / (\rho n^2 D^5)$$

ahol Q [kgm²s⁻², Nm] a gyűrű + csavar nyíltvízi állapotában felvett nyomaték
 ρ [kg/m³] a víz sűrűsége
 n [sec⁻¹] a hajócsavar nyíltvízi fordulatszáma
 D [m] a hajócsavar átmérője.



4.3.2.3.1.2.2.8 ábra K.a.4.55 csavar jellemzői vékonyfalú csőben

gyűrű + csavar együttes tolóerejét tartalmazó tolóerő-tényező

$$K_T = T / (\rho n^2 D^4)$$

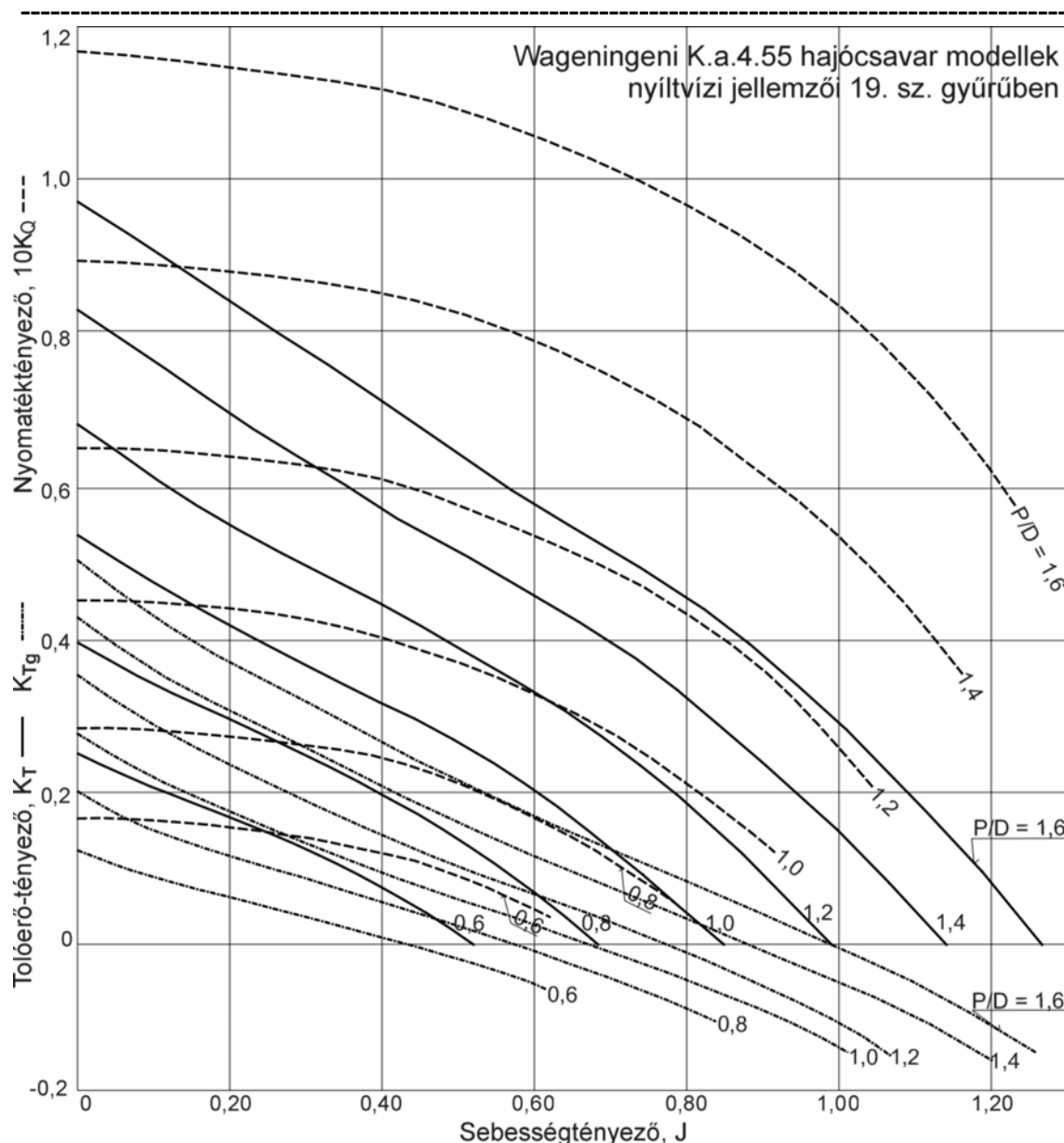
a gyűrűn keletkező tolóerő tényezője

$$K_{Tg} = T_g / (\rho n^2 D^4)$$

A vízszintes tengelyen szereplő sebességtényező

$$J = V_A / nD$$

ahol V_A [m/sec] a gyűrű + csavar (illetve a vékonyfalú cső + csavar) együttes nyíltvízi haladási sebessége.



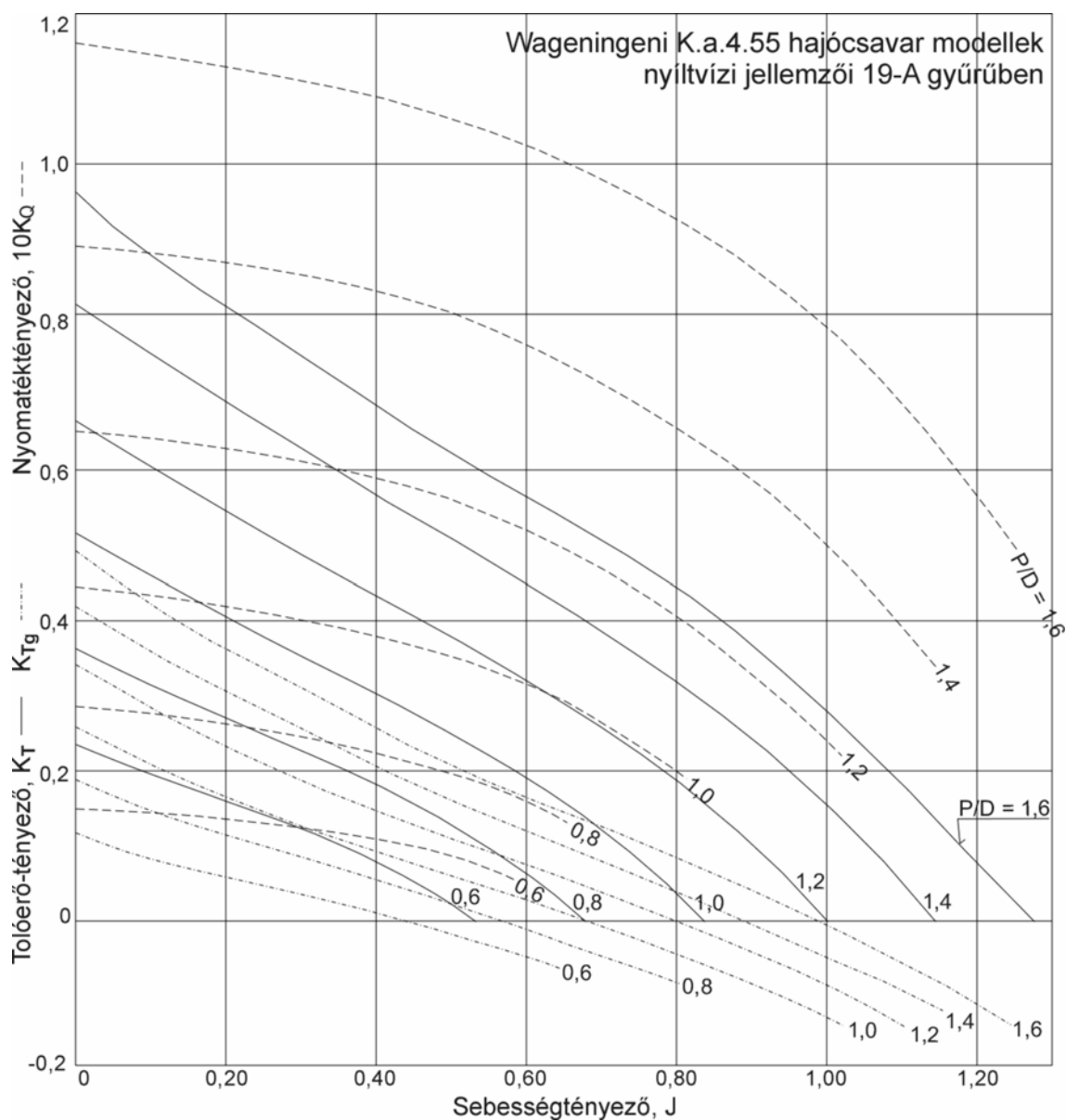
4.3.2.3.1.2.2.9 ábra K.a.4.55 csavar 19. számú gyűrűben

A K.4.55 típusú csavarral azonos felületviszonyú, de sugárirányban más emelkedés-eloszlású hajócsavarokat is vizsgáltak a radiális terhelésnek a határfokra, a résvesztésekre, a kavitációs tulajdonságokra és az optimális átmérőre gyakorolt hatásának megállapítása céljából. A vizsgált csavarok között volt a K.4.55 típussal azonos emelkedés-eloszlású, továbbá sugárirányban kevésbé növekvő emelkedésű, állandó emelkedésű és sugárirányban csökkenő emelkedésű, illetve egyenes tolóoldalú és homorú tolóoldalú szárnymetszetekből kialakított szárnyú csavar is.

A vizsgálatok eredményei azt mutatták, hogy azonos gyűrűben a fordulatszám értékét figyelmen kívül hagyó

$$C_T' = T / (\rho V_A^2 D^2)$$

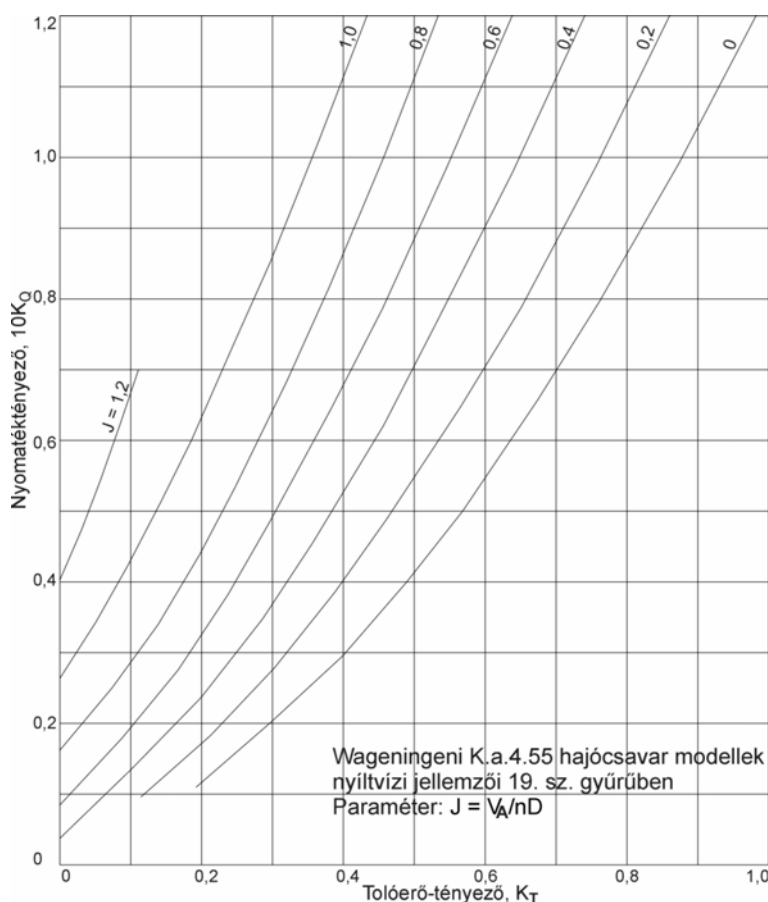
tolóerő-tényező azonos értékeinél valamennyi hajócsavarnál közel azonos hatásfok



4.3.2.3.1.2.2.10 ábra K.a.4.55 csavar 19-A gyűrűben

adódott. Nagyobb csavarterheléseknél ($C_T' = 30$ -nál nagyobb) a hatásfok értékek teljesen megegyeztek.

Kisebb terhelésű csavaroknál ($C_T' = 10$ -nél kisebb) a sugárirányban növekvő emelkedés-eloszlású csavar 1-2%-kal jobb hatásfokú, a sugárirányban csökkenő emelkedés-eloszlású pedig 1-2%-kal rosszabb hatásfokú volt, mint az állandó emelkedésű csavar.



4.3.2.3.1.2.2.11 ábra
K.a.4.55 csavar 19. számú gyűrűben

A résveszteségek szempontjából, ami a 4.3.2.3.1.2.2.4 ábrából is látható, nem mutatkozik lényeges különbség a különböző csavarok között. A szárnycsúcs közelében kialakuló kavitáció szempontjából, mint az várható, a radiális irányban csökkenő emelkedésű hajócsavar a legkedvezőbb. Az említett csavarokkal végzett kísérletek során nyert tapasztalatok alapján egy Ka.4.55 jelű csavarcsaládot terveztek és vizsgáltak. A csavar állandó emelkedésű és a szárnyat alkotó

szárnymetszetek tolóoldala egyenes.

4.3.2.3.1.2.2.4 táblázat A Ka.4.55 csavar szárnymetszet-hossz adatai a 0,6R-nél levő metszethossz százalékában ($l_{0,6} = 0,2707D$)

$r/R =$	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0
Metszethossz l_r	67,15	76,59	85,19	93,01	100,00	105,86	110,08	112,66	112,88
Alkotótól kilépőélig	30,21	36,17	41,45	45,99	49,87	52,93	55,04	56,33	56,44
Alkotótól belépőélig	36,94	40,42	43,74	47,02	50,13	52,93	55,04	56,33	56,44
Max.vastagság belépőéltől	24,50	30,50	39,20	45,60	49,98	52,93	55,04	56,33	56,44

4.3.2.3.1.2.2.5 táblázat A Ka.4.55 csavar szárnymetszet-vastagság ordinátái a kilépőél felőli oldalon (a tolóoldal érintőjétől) a maximális metszethvastagság százalékában

r/R	A legnagyobb vastagság helyétől a kilépőél felé százalékban				
	100	80	60	40	20
	Hátoldal ordinátái				
0,2	-	38,23	63,65	82,40	95,00
0,3	-	39,05	66,63	84,14	95,86
0,4	-	40,56	66,94	85,69	96,25
0,5	-	41,77	68,59	86,42	96,60
0,6	-	43,58	68,26	85,89	96,47
0,7	-	45,31	69,24	86,33	96,58

BBBZ kódex

0,8	-	48,16	70,84	87,07	96,76
0,9	-	51,75	72,94	88,09	97,17
1,0	-	52,00	73,00	88,00	97,00
r/R	Tolóoldal ordinátái				
0,2	20,21	7,29	1,77	0,1	-
0,3	13,85	4,62	1,07	-	-
0,4	9,17	2,36	0,56	-	-
0,5	6,62	0,68	0,17	-	-

4.3.2.3.1.2.2.6 táblázat A Ka.4.55 csavar szárnymetszet-vastagság ordinátái a belépőél felőli oldalon (a tolóoldal érintőjétől) a maximális metszetvastagság százalékában

r/R	A legnagyobb vastagság helyétől a belépőél felé százalékban						
	20	40	60	80	90	95	100
	Hátoldal ordinátái						
0,2	97,92	90,83	77,19	55,00	38,75	27,40	-
0,3	97,63	90,06	75,62	53,02	37,87	27,57	-
0,4	97,22	88,89	73,61	50,00	34,72	25,83	-
0,5	96,77	87,10	70,46	45,84	30,22	22,24	-
0,6	96,47	85,89	68,26	43,58	28,59	20,44	-
0,7	96,58	86,33	69,24	45,31	30,79	22,88	-
0,8	96,76	87,04	70,84	48,16	34,39	26,90	-
0,9	97,17	88,09	72,94	51,75	38,87	31,87	-
1,0	97,00	88,00	73,00	52,00	39,25	32,31	-
r/R	Tolóoldal ordinátái						
0,2	0,21	1,46	4,37	10,52	16,04	20,62	33,33
0,3	0,12	0,83	2,72	6,15	8,28	10,30	21,18
0,4	-	0,42	1,39	2,92	3,89	4,44	13,47
0,5	-	0,17	0,51	1,02	1,36	1,53	7,81

Ezt a csavarcsaládot az 1, 19 és 19-A jelű gyűrűkben vizsgálták és a nyíltvízi kísérletek eredményeit az előzőkhöz hasonló módon részleteiben is közölték (4.3.2.3.1.2.2.8, 4.3.2.3.1.2.2.9, 4.3.2.3.1.2.2.10, 4.3.2.3.1.2.2.11 és 4.3.2.3.1.2.2.12 ábra).

A hajócsavar szárnymetszeteinek adatait a 4.3.2.3.1.2.2.4-6 táblázatokban találhatjuk meg. A 4.3.2.3.1.2.2.13 ábrán a 19. számú gyűrűben működő Ka.4.55 jelű állandó emelkedésű csavar és a K.4.55 jelű változó emelkedésű csavar optimális átmérőjének változását láthatjuk, a szokásos Taylor terhelési (teljesítmény) tényező

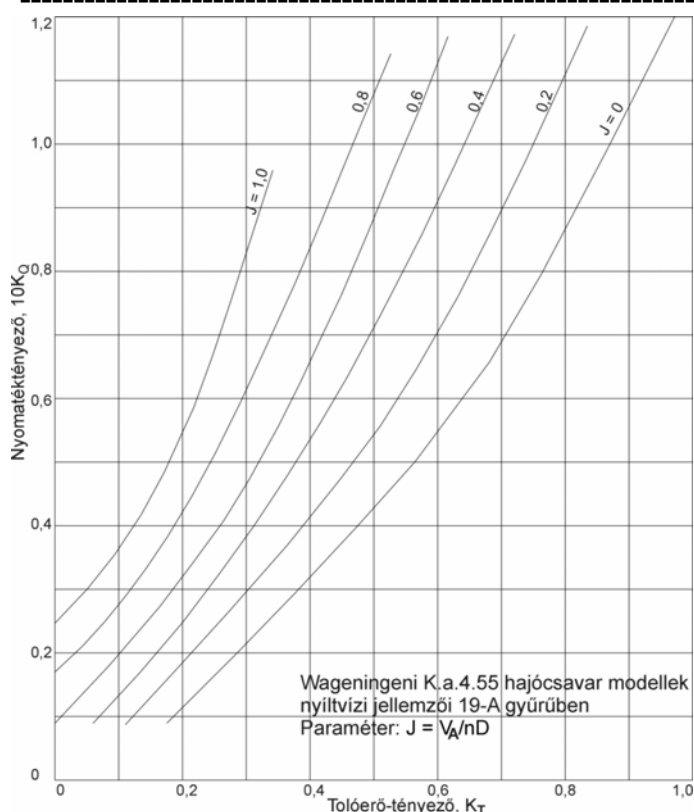
$$B_P = nP^{0,5} / V_A^{2,5}$$

függvényében. Az optimális átmérő

$$D_{\text{opt}} = (V_A/n)\delta_{\text{opt}}0,3048$$

összefüggéssel határozható meg a diagramban ábrázolt δ_{opt} értékéből.

Az összefüggésekben n [min^{-1}] a hajócsavar fordulatszáma nyíltvízi kisminta állapotban, P (angol lóerő) a csavartengelyen rendelkezésre álló teljesítmény,

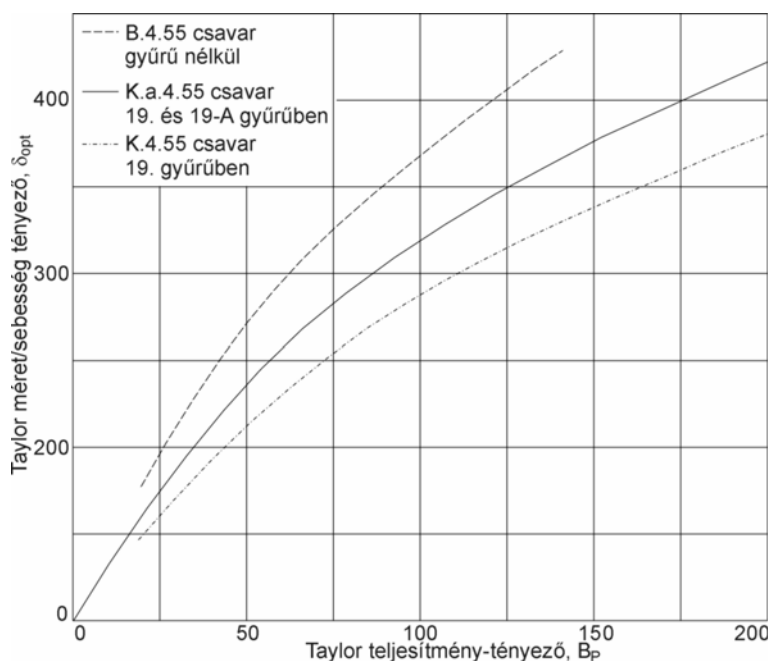


4.3.2.3.1.2.2.12 ábra K.a.4.55 csavar 19-A gyűrűben

átszámolva édesvízi állapotra, V_A (csomó) a gyűrű és csavar együttes nyíltvízi haladási sebessége. Összehasonlítás céljából az ábrában a B.4.55 (gyűrű nélküli) csavar optimális átmérőinek meghatározására alkalmas δ_{opt} értékek is szerepelnek. Amint látható, az állandó emelkedésű csavar optimális átmérője nagyobb, mint a sugárirányban növekvő emelkedésű hajócsavaré. Mindezekből az alábbi következtetéseket vonhatjuk le.

- a) Ha szabadon választhatjuk meg a Kort-gyűrűs hajócsavar átmérőjét vagy fordulatszámát, akkor

lényeges határfok-különbség nélkül tetszőleges radiális terhelés-eloszlású, tehát a



4.3.2.3.1.2.2.13 ábra Optimális átmérőhöz tartozó δ_{opt} értékei

bizonyos esetekben egyszerűbb módon gyártható állandó emelkedésű hajócsavart is alkalmazhatjuk. Ha – mint a hazai gyakorlatban általában – a hajó merülése korlátozza a választható csavarátmérő nagyságát és a fordulatszámot sem teljesen tetszőlegesen választhatjuk, akkor a kisebb optimális átmérőt

adó, a K.4.55 csavartípusával azonos, sugárirányban növekvő terhelés-eloszlású hajócsavar biztosít jobb hatásfokot, s csak akkor célszerű a szárnyvég terhelését

- csökkenteni, ha kavitáció fellépésének veszélye fenyeget a szárnycsúcsnál lévő szárnymetszeteknél és a profil méreteinek változtatásával már nem tudjuk a kavitációt elkerülni.
- b) A gyűrű és a hajócsavar szárnycsúcs közötti rést a lehető legkisebbre kell választanunk.

4.3.2.4 Hajócsavar-tervezés

A hajócsavarok a legbonyolultabb geometriai formával rendelkező gépalkatrészek közé tartoznak. Pontos ábrázolásuk (ld. 4.3.2.2.2 fejezet) csak bizonyos egyszerűsítő korlátozások bevezetésével lehetséges. Minél bonyolultabb egy gépelem, annál bonyolultabb az a módszer, amellyel tervezése (a legkedvezőbb jellemzőket biztosító geometriai tervezés és a kellő szilárdságot adó méretezés) elvégezhető.

Ennek a megállapításnak ellentmondani látszik az a tény, hogy már a kezdetekben is, amint sikerült a legszembetűnőbb gyerekbetegségeket leküzdeni (túlzottan nagy felület, amely a hatásfokot csökkentette, túl kis felület, amely kavitációhoz vezetett, olyan formák és gyártási módok, amelyek további problémákat eredményeztek, nem kielégítő anyagok használata, stb.), viszonylag jó hajócsavarokat építettek be, és olyan alapvető konstrukciós elveket fektettek le, amelyeket a mai napig vezérelvként lehet elfogadni.

A hajócsavarok elméletileg megalapozott tervezését ugyanazok a szakemberek indították el a 19. század végén, akik a hajótest ellenállásával és hasonló hidrodinamikai kérdésekkel foglalkoztak, köztük az angol *Froude* és munkatársai. A későbbiekben, kb. egy évszázaddal ezelőtt, a hajóellenállás és propulzió másik neves kutatója, az amerikai *Taylor* (akitől később a washingtoni modellkísérleti intézet a nevét kapta) végezte el a legelső tudományosan megalapozott kísérletsorozatot modell hajócsavarokkal, erről az előző fejezetben volt szó.

Az ő eredményei alapján végezte el mintegy fél évszázaddal később a holland hajókísérleti intézet (ma *MARIN*) áramvonalas szárnyszelvényeivel és az így kialakított modellekkel azt a modellkísérlet sorozatot, amelynek eredményeként megszületett a ma is megbízható eredményeket adó diagramcsalád. Erről is az előző fejezet számol be.

A gyakorlati megoldásokkal egyidejűleg folyt az elméleti megoldás keresése is, ebben a hajócsavar közös úton járt a repülőgépek légsavarjaival. Az utóbbi segítette az előbbit, a legeredményesebbek az amerikai mérnökök voltak a *NACA* intézetben kidolgozott áramvonalas szelvényekkel. A repülőgép tervezők és a hajócsavarral foglalkozó szakemberek közös eredménye a szárnyszelvényeken uralkodó viszonyok *örvényelmélettel* történő leírása és számítása. Ezek az elméleti alapon álló módszerek (bár sok esetben kellett hozzájuk tapasztalati úton összeállított diagramokat vagy képleteket felhasználni) megnövelték a számítások pontosságát.

A *hajócsavar tervezési eljárásoknál* a múlt század 60-as évei óta áttörést nem tapasztalhatunk, bár a számítógép térhódítása lehetővé tette a manuális számítási munka, illetve a számításokra fordított idő drasztikus csökkentését. A gépek által elvégzett számítások eredményeinek kiértékelése azonban továbbra is igényli az emberi ítélőképesség maximális kihasználását.

A hajócsavar tervezés három nagy lépésen ment keresztül. Kezdetben ökölszabályok voltak érvényben, és nem volt ritka, hogy a hajóra felszerelt hajócsavarok távolról sem voltak a legjobbak. Ami ezt a hibát enyhítette, az volt, hogy az akkoriban használt főgépek a gőzgépek voltak, amelyek sokkal nagyobb rugalmassággal rendelkeznek a teljesítmény és a fordulatszám vonatkozásában, mint a belsőégésű motorok.

A modellsorozatokkal elvégzett kísérletek eredményeként már pontosabban ki lehetett választani egy adott hajóhoz az odaillő propulziós eszközöket.

Az örvényelmélettel megtervezett hajócsavarok (feltéve, hogy a hajócsavar helyének viszonyait, mint pl. sodor- és szívási tényező, helyesen becsülték meg, vagy előzetes modellkísérlettel kimérték) már legfeljebb néhány százalékkal tértek el a valóban optimális műszaki paraméterű hajócsavaroktól, ezt akár a dízelmotor is képes volt kiegyenlíteni.

A mai hajótervező ugyanezt az utat járja végig akkor, amikor egy adott hajóhoz a lehető legjobb hajócsavart akarja megtervezni. Már a vonalterv elkészítésekor arra kell törekedni, hogy a lehető legnagyobb méretű hajócsavarokat lehessen elhelyezni a hajófar alatt, hiszen a ma is még érvényes ökölszabályok egyike az, hogy általában minden hajótest kisebb csavart képes befogadni, mint ami optimális lenne, tehát törekedni kell a mérethatár kitolására.

A rendelkezésre álló hajótest alapján a sodor- és szívási tényezőt meg kell becsülni, ha van lehetőség rá, egy méréssorozatot meg kell előlegezni az adott hajóra később elvégzendő modellkísérletekből, hogy a sodormező és a szívási tényező ne legyen ismeretlen.

A nyíltvízi viszonyokra átszámított paraméterekkel ezt követően optimum-számítást kell végezni valamilyen sorozatcsavar eredmények alapján a lehető legjobb hajócsavar paraméterek meghatározásához.

Az így már ismert jellemzőkkel végig lehet számolni a konkrét viszonyokhoz szükséges hajócsavar szárnyainak szelvényadatait, ez a számítás a tolóerő, a nyomaték, valamint a szárnyszelvény-hosszak és vastagságok meghatározását jelenti, amelyek a kavitáció és a szárnyszelvényekben ébredő feszültség biztonságos szinten tartásához szükségesek.

Az elvégzett számítás az esetek döntő többségében ugyanazokat a paramétereket eredményezi, mint amelyekkel a sorozatokból kiválasztott optimális hajócsavar rendelkezik. Amennyiben az eset különleges, a két eredmény között lehet eltérés, akkor viszont korrekciót kell alkalmazni, és a számítást meg kell ismételni.

A hajócsavar tervezése ezzel kész, ami hátra van, az a csavar megrajzolása a 4.3.2.2.2 fejezetben ismertetett módon (ami még tartogathat meglepetést, és olyankor ismét korrekcióra van szükség, pl. a szárny nem fér el az agyon, ilyenkor valamelyiket változtatni kell).

A puding próbája azonban az evés, tehát akkor lehetünk biztosak abban, hogy minden rendben van, amikor a hajócsavaros modellkísérlet eredményei is megfelelőek. Ha a hiba „a vonalvastagságba már nem fér bele”, akkor megint csak korrigálnunk kell.

A következőkben a hajócsavar szárnyszelvényein uralkodó erő-, nyomás- és sebességviszonyok kiszámításának módját mutatjuk be, illetve az abból meghatározható tolóerő és nyomaték számítását. Ettől elválaszthatatlan a kavitáció és a szilárdság számítása, amelyet Taylor eljárása szerint és a wageningeni hajócsavaroknál alkalmazott módon lehet elvégezni. Az utóbbi esetében a szárnyprofilok hidrodinamikai, szilárdsági és kavitációs méretezése szerves egységet alkot.

A két számítási módszer gyökeresen eltér egymástól. A kettő közül a wageningeni eljárás az általánosabb, és az hoz megbízhatóbb eredményeket, azonban Taylor eredményeinek bemutatását is fontosnak tartjuk, egyrészt, hogy minél szélesebb körű kutatási anyag álljon a hajótervezők rendelkezésére, másrészt azért, mert az ő számítási módszeréből fejlődtek a későbbi eljárások.

A tervezéshez szükséges alapfogalmak és elméleti alapok összefoglalása

Korábban szó volt a hajók propulziójával kapcsolatos alapfogalmakról, a tervezésnél azonban szükséges, hogy ezek teljesen világosan összeálljanak a tervező ismereteinek halmazában, mert a hajócsavar tervezése egyike a folyadékok mechanikájára épülő legbonyolultabb mérnöki tevékenységeknek.

A legfontosabb kiindulási mennyiségek a tervezésnél

A hajóépítés szakmája néhány évtized során szabványos (vagy inkább szokványos) keretek közé kényszerült. A 20. század elején Taylor vezetésével végzett hajómodell és hajócsavar modell sorozatmérések a washingtoni hajómodell kísérleti intézetben kijelölték a modellkísérletek módszertanát, ugyanakkor, mivel a világon másutt is végeztek hasonló kutatásokat, ugyanazokat a fogalmakat eltérő módon jelölték az egyes intézetek. Az amerikai (és akkor még angol) mértékrendszerre alapozva 1938-ban a New York Közelében fekvő Hoboken városban tartották meg az első *American Towing Tank Conference* (ATTC) szakmai rendezvényt (2010-ben a 29-edikre került sor), ahol írásba foglalták a hajó- és hajócsavar modellkísérletek mennyiségeinek definícióit. Az ATTC mellett Európában is dolgozni kezdett egy hasonló szakmai testület, amely először Hamburgban ült össze International Hydro-mechanical Congress néven 1932-ben, nevét később The International Conference of Ship Tank Superintendents elnevezésre változtatta, így már kilépett az európai keretek közül. Hatodik ülésén 1951-ben Washingtonban felvette az *International Towing Tank Conference* (ITTC) nevet. A nemzetközi fórum 2011-ben tartja a 26. ülést.

Az ITTC alapozta meg az egységes jelölési rendszert. A legfontosabb jelölések jegyzéke a 2.1.2 fejezetben található.

Néhány fontosabb mennyiség meghatározása és jelölése:

T	a hajócsavar nyíltvízi tolóereje n és V_A mellett [kgm/s ² , N]
T'	a hajócsavar tolóereje a hajótest mögött n és V_A mellett [kgm/s ² , N]
R_T	a hajótest ellenállása hajócsavar nélkül vontatva [kgm/s ² , N]
R_T'	a hajótest ellenállása hajócsavarral [kgm/s ² , N]
Q	a hajócsavar által a hajótest mögött felvett nyomaték [kgm ² /s ² , Nm]
Q'	a hajócsavar által nyíltvízi állapotban felvett nyomaték [kgm ² /s ² , Nm]
V	hajósebesség [m/s]
V_A	a hajó haladása miatt a hajócsavar helyén kialakuló vízsebesség [m/s]
P_E, P_R	effektív teljesítmény, az ellenállás legyőzésére fordított teljesítmény [kgm ² /s ³ , Nm/s, J/s, W]
P_I	a főgép indikált teljesítménye [kgm ² /s ³ , Nm/s, J/s, W]
P_P	hajócsavarra leadott teljesítmény, $Q\omega$ [kgm ² /s ³ , Nm/s, J/s, W]
P_T	a tolóerő teljesítménye, TV_A [kgm ² /s ³ , Nm/s, J/s, W]
P_S	hajócsavar-tengelyen mért teljesítmény [kgm ² /s ³ , Nm/s, J/s, W]
P_B	fékpadi, vagyis a főgép tengelyén leadott teljesítmény [kgm ² /s ³ , Nm/s, J/s, W]
ω	hajócsavar tengely szögsebessége, $2\pi n$ [rad/s]
η_0	hajócsavar nyíltvízi hatásfoka, $(TV_A/(Q'\omega))$ [-]
η_R	relatív forgási hatásfok, Q'/Q [-]
η_H	hajótest hatásfoka, $(1-t)/(1-w)$ [-]

BBBZ kódex

$$EHP = P_E/75 = R_T V/75 \text{ [LE]}$$

$$IHP = P_I/75 \text{ [LE]}$$

$$U = P_T/75 = TV_A/75 \text{ [LE]}$$

$$SHP = P = P_S/75 \text{ [LE]}$$

$$BHP = P_B/75 \text{ [LE]}$$

$$w \quad \text{sodortényező, } w = (V - V_A)/V \text{ [-]}$$

A sodortényező három oka: potenciális, súrlódási és hullámsági.

$$w = 1 - (V_A/V) \text{ azaz } (V_A/V) = 1 - w \text{ illetve } (V/V_A) = 1/(1 - w)$$

$$t \quad \text{szívási vagy tolóerő csökkentési tényező, } t = (T - R_T)/T = 1 - (R_T/T) \text{ [-]}$$

A szívási tényező oka: $T > T' = R_T' > R_T$

Három fő összetevője van: - az erős gyorsítás miatt a csavar körül megnő a súrlódás,
- eltér a nyíltvízi és hajótest mögötti csavar-tolóerő,
- megváltozik a hullámképző ellenállás.

$$t = 1 - (R_T/T), \text{ azaz } (R_T/T) = 1 - t$$

A szívási és sodortényező között összefüggés van.

Kétcsavaros hajónál, ahol a hajócsavar nincs benne nagyon a határrétegben, $t \cong w$.

Fartőke mögötti és alagútban elhelyezett hajócsavaroknál $t \cong 0,5 \div 0,7w$.

Az energiaáramlás teljes hatásfoka:

$$\begin{aligned} \xi_0 &= EHP/BHP = (R_T V / (Q \omega)) (Q' / Q') (TV_A / (TV_A)) = \\ &= (TV_A / (Q' \omega)) (R_T / T) (V / V_A) (Q' / Q) \end{aligned}$$

Mivel $R_T/T = 1 - t$ és $V/V_A = 1/(1 - w)$, valamint $TV_A/(Q' \omega) = \eta_0$ és $Q'/Q = \eta_R$, ezért

$$\xi_0 = \eta_0 \eta_H \eta_R$$

ahol	η_0	hajócsavar nyíltvízi hatásfoka
	$(1 - t)/(1 - w) = \eta_H$	testhatásfok
	η_R	relatív forgási hatásfok

A hajócsavar nyíltvízi hatásfoka két tényezőből adódik ki, a hajócsavar nyíltvízi ideális hatásfokából és a szivattyúhatásfokból.

$$\eta_0 = \eta_{0i} \eta_{JP}$$

A hajócsavar tervezésének fejlődése

CSAVARANYA ELMÉLET

Kezdetben úgy fogták fel a hajócsavart, mint egy csavart, amely a vízben (mint csavaranyában) előretolja magát a hajóval együtt, de nem pontosan az emelkedésének megfelelően, hanem bizonyos szlip van.

A névleges vagy valóságos szlip

$$S_R = (nP - V_A)/(nP) = 1 - (V_A/nP)$$

ahol n = fordulatszám
 P = emelkedés
 V_A = hajócsavar haladási sebesség

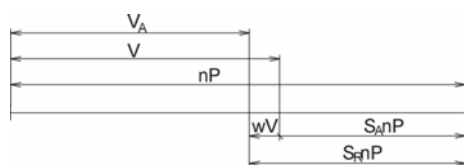
A virtuális szlip

$$S_A = (nP - V)/(nP) = 1 - (V/nP)$$

ahol a hajócsavar haladási sebesség helyett a hajósebesség szerepel.
 Látható, hogy

$$(1 - S_R)/(1 - S_A) = 1 - w$$

Ezeket a viszonyokat a 4.3.2.4.1 ábra szemlélteti.

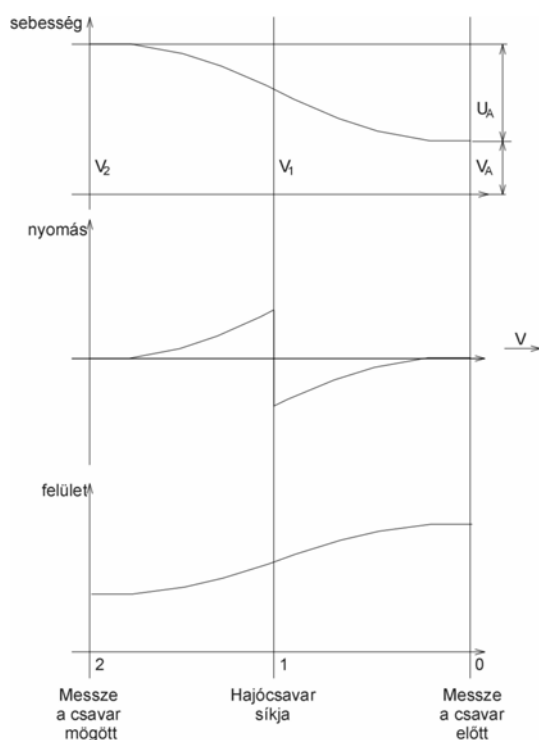


4.3.2.4.1 ábra A szlip fogalma

Ebben az esetben a hajócsavar nyíltvízi hatásfoka

$$\eta_0 = TV_A/(TnP) = 1 - S_R$$

IMPULZUSELMÉLET



4.3.2.4.2 ábra A hajócsavar tengelyirányú sebesség- és nyomásviszonyai

Két kutatási vonal volt, az egyiket *Rankine-Froude elmélet* néven ismerjük, bár a két kutató a 19. század végén külön-külön dolgozott. A másik ennek az elméletnek a továbbfejlesztése, amely *Betz* nevéhez fűződik a 20. század 20-as éveiben. Amennyiben csak egyenes vonalú viszonyokat vizsgálunk, akkor a hajócsavar felületén átfolyó víz sugárnál a sebesség, nyomás és az áramló folyadék felülete a 4.3.2.4.2 ábra szerint jellemezhető. Az ábra alapján hajócsavar indukált sebessége a következőképpen írható fel:

$$V_1 = V_A + U_A/2$$

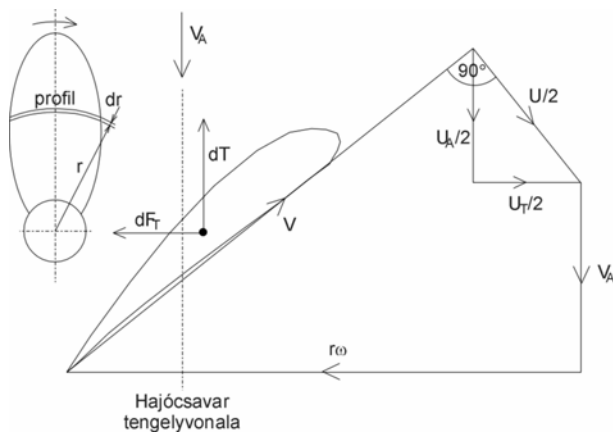
A hajócsavar ideális hatásfoka

$$\eta_{0i} = (V_A/(V_A + U_A/2))$$

A hajócsavaron ébredő tolóerő

$$T = \rho A V_1 U_A$$

A hajócsavar ideális hatásfoka nő, ha növeljük a felületet, vagyis a hajócsavar átmérőjét. A *hajócsavar szivattyúhatásfoka* viszont akkor javul, ha csökken a méret. Amennyiben figyelembe vesszük azt is, hogy a hajócsavar forgást végez, ami kerületi irányban is sebességet hoz létre, a 4.3.2.4.3 ábra szerint kell a mennyiségeket értelmezni.



4.3.2.4.3 ábra Hajócsavar-szelvény sebességábrája

Az ábra geometriája alapján két hasonló háromszöget találunk, amelyek egymásra merőlegesen helyezkednek el. Az elemi tolóerő és az elemi kerületi erő képlete pedig, amennyiben dQ jelöli az átfolyó elemi víztömeget (vízsugár felülete szorozva a hajócsavarkörben a víz sebességével, azaz a $V_A + U_A/2$

értékkel) az alábbi módon írható fel:

$$\begin{aligned} dT &= \rho dQ U_A \text{ és} \\ dF_T &= \rho dQ U_T \end{aligned}$$

A hasonló háromszögek alapján

$$(U_A/2)/(U_T/2) = (r\omega - (U_T/2))/(V_A + U_A/2)$$

Ezzel az ideális hajócsavar hatásfok

$$\begin{aligned} \eta_{0i} &= dT V_A / (dF_T r \omega) = \rho dQ U_A V_A / (\rho dQ U_T r \omega) = (r\omega - (U_T/2)) / (V_A + U_A/2) (V_A / r \omega) = \\ &= (V_A / (V_A + U_A/2)) ((r\omega - (U_T/2)) / r \omega) \end{aligned}$$

A szorzat első tényezője a forgás figyelembevétele nélkül kapott hatásfok, a második pedig a forgás hatásfoka. Mindkettő azt jelzi, hogy akkor jó hatásfokú a hajócsavar, ha minél nagyobb méretű, tehát minél kisebbek az indukált sebesség összetevői. A második tényező arra is rámutat, hogy az a propulziós eszköz jobb hatásfokú, ahol nincs jelentős forgása a víznek, hiszen az nem ad tolóerőt, de energia kell a megforgatáshoz. Ilyen lehet pl. a lapátkerék. Ugyanakkor az is igaz, hogy annak hatásfoka eleve rosszabb lehet, mint a hajócsavaré.

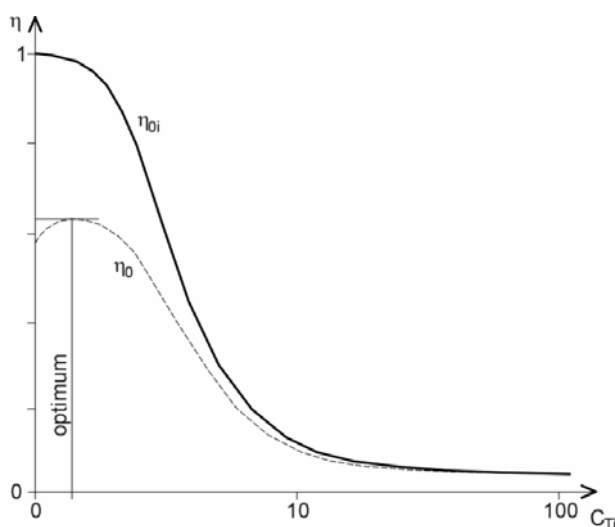
Az ideális tolóerő tényezőre felírhatjuk:

$$C_{Ti} = T / ((\rho/2) V_A^2 A_0) \quad \text{ahol } A_0 \text{ a csavarkör felülete}$$

Az eredeti kifejezés átalakítása után:

$$\eta_{0i} = 2 / (1 + (C_{Ti} + 1)^{1/2})$$

A hatásfokokat (ideális és valóságos) az ideális tolóerő tényező függvényében ábrázolva a 4.3.2.4.4 ábrát kapjuk.



4.3.2.4.4 ábra A hatásfok és a tolóerő tényező kapcsolata

SZÁRNYELMÉLET

Hasonló sebességábrával dolgozott, mint az impulzuselmélet, de figyelembe vette a szárny beállítási (emelkedési) szögét, és azt két részre osztotta: a V_A és $r\omega$ befogójú derékszögű háromszög átfogójával (amelynek csúcshöge β) a profil húrja az α megfúvási szöget zárja be. Mivel nincs olyan jól kidolgozva, mint az örvényelmélet, ezért ezzel

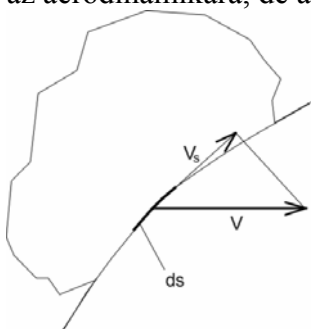
nem érdemes többlet foglalkozni.

ÖRVÉNYELMÉLET

Az örvényelmélettel végzett hajócsavar méretezés lényege, hogy a kezdeti paraméterek aprólékos, mindent tekintetbe vevő és lehető legpontosabb kiválasztása után a hajócsavar szárnynak számos metszetét hidrodinamikai, szilárdsági és kavitációs határértékekre méretezik, amely biztosítja a szárny körül (az adott üzemi feltételek között) az optimális örvényeloszlást, és az adott feladatra az optimális hatásfokot. Ezeket a későbbiekben még részletesen bemutatjuk, és a konkrét tervezés menetét is szemléltetjük példák segítségével.

Az örvényelméletet két illetve három névvel kapcsolják össze. Egyikük az orosz *Zsukovszkij*, aki elsősorban a repülőgép szárnyakhoz és a légszavakhoz használt áramvonalas profilokkal foglalkozott. A másik két tudós együtt dolgozott Németországban. Az idősebb, *Ludwig Prandtl* tevékenységének nagy részét fordította az aerodinamikára, de a folyadékok mechanikája is területe volt. 1929-ben *Sydney*

4.3.2.4.5 ábra Elemi folyadék rész örvényét meghatározó sebesség és pályaszakasz

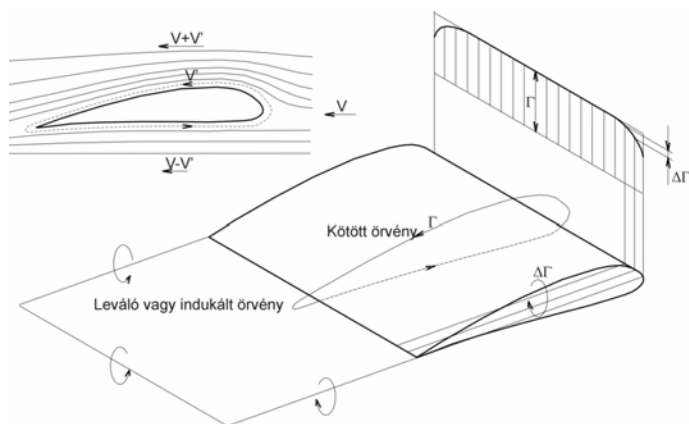


Goldstein 26-évesen írta meg cikkét a hajócsavarok örvényelméletéről, amelyet Prandtl tolmácsolt a tudományos fórumok számára.

Módszerét Betz fejlesztette tovább gyakorlatban alkalmazható számítási eljárássá.

Az örvényelmélet felhasználása hajócsavarok tervezésénél

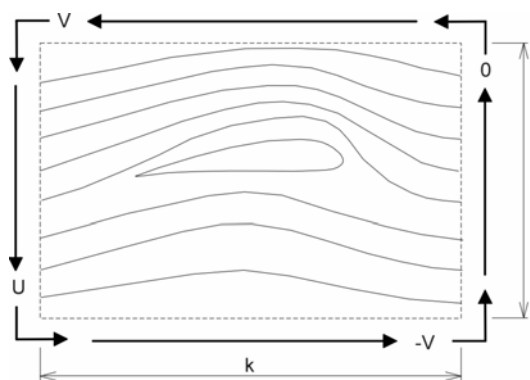
Az örvényelmélet alapfogalmai



4.3.2.4.6 ábra Szárnyprofil kötött és indukált örvényei

A homogén áramlásba helyezett *áramvonalas szelvény* (angol elnevezése *airfoil*) a 4.3.2.4.6 ábrán látható viselkedést mutatja. Az áramlás a *szárnyszelvény vázvonala*val párhuzamos vagy azzal α megfúvási szöget bezáró sebességmezőbe van helyezve, a sebességet jelöljük V -vel. A

szelvény az áramlás irányára merőlegesen nagy méretű, azaz feltételezzük, hogy úgy viselkedik, mintha végtelen lenne, kivéve a szárny végeit.



4.3.2.4.7 ábra Örvény számítása körintegrálással

A szárnyszelvény körül kétdimenziós V sebességű áramlás alakul ki annak teljes körvonalára mentén, ez a kötött örvény, a szárny végeinél azonban leváló vagy indukált örvények keletkeznek a szélek hatása miatt.

Próbáljuk meg definiálni azt a fogalmat, hogy „örvény”. Amikor folyadék örvénylik (zárt körben áramlik) egy tárgy körül, egy adott folyadékelemre vonatkoztatva az *örvény* egyenlő a folyadékelem pálya-menti sebessége szorozva az örvény teljes pályahosszával.

$$d\Gamma = U ds \quad \Gamma = \oint V_s ds$$

ahol Γ = örvény [hossz² idő⁻¹]

U = a szelvényen indukált sebesség [hossz idő⁻¹]

V_s = a V sebesség pálya-menti komponense [hossz idő⁻¹]

ds = a pálya elemi szakasza [hossz]

Adott Γ esetén, mivel az örvény a sebesség és az örvény középpontjától mért sugár szorzata, minél közelebb van a pont a középponthez, a sebesség annál nagyobb.

Az említett nagyon széles szárny körül kialakuló áramlás képét mutatja a 4.3.2.4.6 ábra. Nézzük meg a szelvényt körülvevő derékszögű pályát, amelynek magassága h , hossza k , a négy oldal mindegyikére meghatározhatjuk az adott szakasz örvényét. A körintegrál ebben az esetben négy tétel összeadását jelenti.

A téglalap alakú zárt pálya felső részével kezdve láthatjuk, hogy az elemi víztömeg V sebességgel halad, a távolság pedig, amit megtesz k , az örvény tehát Vk .

A jobboldalon lefelé haladva az elemi víztömeg U indukált sebességgel mozog lefelé h úton, tehát az örvény Uh . Az alsó határon a víz sebessége $-V$ (az általunk követett integrálási irányhoz képest), amellyel k utat tesz meg, tehát az örvény $-Vk$. Végül az utolsó szakasz baloldalt felfelé vezet, a víz sehova sem mozog, sem fel, sem le, ezért sebessége zéró, amely sebességgel a megtett út h , az örvény tehát $0h$. Adjuk össze ezt a négy szakaszt, és láthatjuk, hogy a teljes pálya mentén az örvény

$$\Gamma = Uh$$

Más szavakkal ezt úgy is kifejezhetjük, hogy a szárnyszelvény körül kialakuló teljes örvény egyenlő az indukált sebesség szorozva azzal a távolsággal, amelyen az indukált sebesség munkát végez.

Felhajtóerő és ellenálláserő

Ezt az elméleti gondolatmenetet folytatva beláthatjuk, hogy a szárnyszelvényen ébredő elemi felhajtóerő

$$dL = \rho V U h dr = \rho V T dr$$

mivel $\Gamma = Uh$ és

dr a szelvényre merőleges elemi elmozdulás

Nem feledkezhetünk meg arról sem, hogy a szárnyszelvényen elemi ellenálláserő is ébred

$$dD = \rho U T dr$$

A nagyon széles (gyakorlatilag végtelen) szárny legfeljebb szárnyashajó hordszárnyainál található, azonban amint láttuk, ott is figyelembe kell venni a leváló vagy indukált örvények hatását.

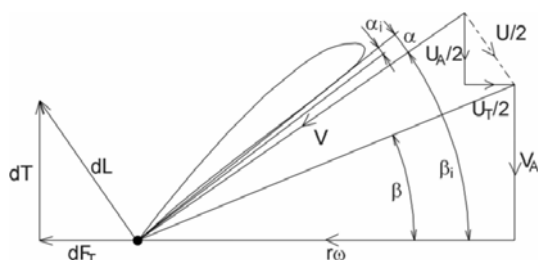
Hajócsavarnál a helyzet bonyolultabb. Egyrészt egyik oldalon érvényes a szélek hatása (amennyiben nem gyűrűben dolgozó hajócsavarról van szó), a másik oldalon azonban ott találjuk az agyat. Emellett a sebességmező sem homogén, hanem tengely körül forgó szárnyról beszélünk.

Valóságos hajócsavarszárny szelvényének sebességviszonyai

Ha felételezzük, hogy ideális áramlás van, vagyis nincs súrlódás a folyadékban (nem viszkózus), a véges szárnynál a végtelen szárnyhoz képest akkor is *indukált veszteség* jelentkezik.

A veszteség miatt a megfúvási szög nem azonos azzal, amely végtelen szárnynál szükséges a kívánt felhajtóerő létrehozásához, emiatt a profil ellenállása is nagyobb lesz.

A 4.3.2.4.8 ábrán látható a csavarszárny szelvényének sebességábrája. Végtelen szárnynál a kívánt felhajtóerőhöz α_i megfúvási szög tartozik. Ez azonban nem elegendő, meg kell növelni α értékére, azaz a szelvény beállítási szöge $\beta_i + \alpha_i$ helyett $\beta_i + \alpha$ mértékű lesz.



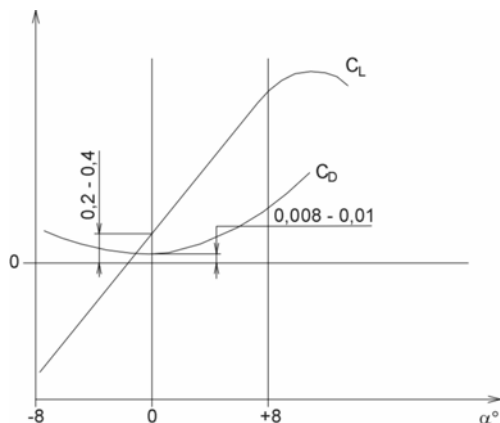
4.3.2.4.8 ábra Hajócsavarszárny szelvény sebességábrája

A víz azonban valójában nem ideális folyadék, viszkozitása van, tehát súrlódási ellenállás ébred. Ha végtelen szárnyat tételezünk fel ilyen viszonyok mellett, annak

is van súrlódási ellenállása, ez a profilellenállás, amely súrlódási (f) és nyomásellenállásból (p) áll:

$$D = D_{\text{profil}} = D_f + D_p$$

A *súrlódási ellenállás* a Reynolds-szám és a felületi érdesség függvénye, a *torlónyomásból adódó ellenállás* pedig a profil típusától, vastagság-hossz viszonyától és a megfúvási szögtől függ.



4.3.2.4.9 ábra Szokásos szárnyszelvények felhajtóerő- és az ellenállás-tényezőjének viselkedése a megfúvási szög függvényében

Viszkózus folyadékban véges szárny esetén a profilellenállás mellett az indukált ellenállás is megjelenik:

$$D = D_{\text{profil}} + D_{\text{ind}}$$

A *felhajtóerő- és ellenállás-tényező* illetve *síklószám* bevezetése

A hajócsavar tervezés teljesen elméleti alapon, számítással nem lehetséges, mivel a rengeteg tényező mindegyikét nem lehet figyelembe venni. Megalkották tehát a szárnyszelvény kezeléséhez a felhajtóerő-tényező és az ellenállás-tényező fogalmát, valamint a síklószámot.

Felhajtóerő-tényező

$$C_L = L/((\rho/2)V^2A)$$

Ellenállás-tényező

$$C_D = D/((\rho/2)V^2A)$$

Siklós szám

$$\varepsilon_i = D/L = C_D/C_L$$

Az általánosan használt profiloknál a felhajtóerő- és az ellenállás-tényező viselkedését a megfúvási szög függvényében a 4.3.2.4.9 ábra mutatja.

Az ott tapasztaltakat a következőkben lehet összefoglalni.

- A legkedvezőbb C_D ellenállás-tényező érték $\alpha = 0$ megfúvási szögnél adódik. A $\pm 8^\circ$ intervallumban a C_L felhajtóerő-tényező változása lineáris, $C_L \cong 2\pi\alpha_i$.
- $L = 0$ esetén $\alpha_i < 0$. Értéke függ a szelvény alakjától, főleg íveltségétől.
- Kis megfúvási szögeknél $C_D \cong$ konstans.
- Kis megfúvási szögeknél ε_i értéke minimális.

A hajócsavar modellkísérlet sorozatok felhasználása az örvényelmélettel való tervezés előkészítésénél

Korábban már utalás történt, hogy a hajócsavar pontos tervezését megelőzi számos előzetes becslés, kiválasztás, méretezés. A következőkben ezekről lesz szó.

Hajó- és hajócsavar modellekkel a következő területen végeznek kísérleteket:

- hajómodellekkel hajócsavar nélkül,
- hajócsavar modellekkel hajótest nélkül (nyíltvízi),
- propelleres hajómodellekkel,
- túlterhelési kísérletek és
- kavitációs vizsgálatok.

Az első két csoporttal a korábbiakban már foglalkoztunk. Kimerítően tárgyaltuk a hasonlósági törvények betartását vagy be nem tarthatóságát. A nyíltvízi hajócsavar modellkísérletek során jelenleg a wageningeni MARIN intézet által kidolgozott, és ma már széles körben elfogadott dimenzió nélküli tényezőkkel dolgoznak, ezek

$$K_T = T/(\rho n^2 D^4) \quad \text{tolóerő-tényező}$$

$$K_Q = Q/(\rho n^2 D^5) \quad \text{nyomaték-tényező}$$

$$J = V_A/nD \quad \text{sebességtényező}$$

Ezek alkalmazása a kísérletek intervallumában biztosítja a hasonlósági törvények betartását, a Reynolds-szám ellenőrzése azonban nem árthat. Hajócsavaroknál a Reynolds-szám értelmezése hagyományosan:

$$Re = (l_m/D)(D^2\pi n/\nu)$$

ahol l_m = közepes szárny szélesség (másik jelölése c_m), láb
 D = átmérő, láb
 n = fordulatszám, 1/sec
 ν = kinematikai viszkozitás, láb²/sec

Szárnyszelvélynél (általában a 0,7-esnél)

$$Re = Vl/\nu$$

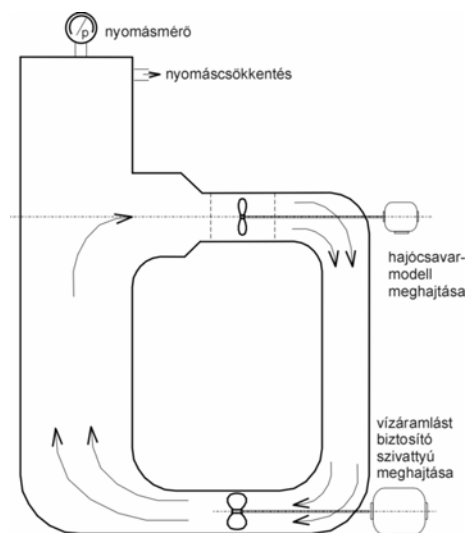
ahol V = sebesség, láb/sec
 l = adott szelvény hossza, láb

A Reynolds-szám nem csökkenhet 10^6 alá, különben megvan a lehetősége a lamináris áramlás kialakulásának.

A hajócsavar nyíltvízi hatásfokának számítására a következő képlet használható:

$$\eta_0 = (K_T/K_Q)(J/(2\pi))$$

A hajó és hajócsavar modell együttes kísérleténél lehetőség van a w sodortényező, t szívási tényező és η_R forgási hatásfok mérésről történő meghatározására is.



4.3.2.4.10 ábra Kavitációs modellkísérleti csatorna

A PROPELLERES HAJÓMODELL

KÍSÉRLETEK specifikus mérések, mindig egy adott hajótest-hajócsavar párosítás együttes működési paramétereit mérik, és annak alapján alkalmaznak olyan finomításokat, amelyek a hajócsavar hatásfokát illetve a hajó üzemi sebességét javíthatják.

A TÚLTERHELÉSI KÍSÉRLETEK célja hasonló, azonban azok leginkább a hadihajók területén fordulnak elő, így kiértékelésük eredményei csak szűk körben ismeretesek.

A KAVITÁCIÓS KÍSÉRLETEK terén Froude volt az első, aki a felületi feszültség felől közelítette meg a témát. Az első megbízható mérések Taylor vezetése alatt folytak, erről a következő alfejezetben lesz szó. Taylor a következő ábrán látható szabályozható nyomású zárt csatornát hozta létre, és a nyíltvízi kísérletek kavitációs eredményei szerint hitelesítette.

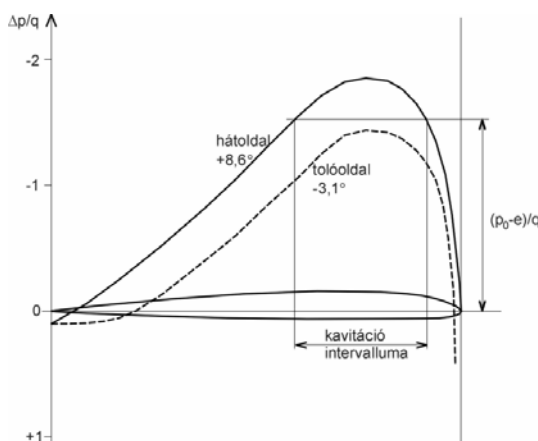
A berendezés leírása Taylor kavitációs kísérleteinek ismertetésénél található. A csatornában lehet hajócsavarmodellrel vagy szárnyprofilal végezni a kísérletet, utóbbi esetben a szelvény a vízszintes síkban helyezkedik el, a szárnyszakasz függőleges beállítású.

A kavitációs kísérletet addig a pontig végzik el, amikor a hajócsavar szárnyán buborékok jelennek meg, ez a felhajtóerő és az ellenállás csökkenésével jár együtt. A kavitációs kísérleteknél vagy a Froude-számot vagy a Reynolds-számot állandó értéken tartják. Fontos, hogy egy olyan sorozatmérés is legyen, amikor a $Re > Re_{kritikus}$ feltétel teljesül.

A kavitáció megjelenési formáiról Taylor részletesen beszámol. Általában annyit érdemes tudni, hogy a kavitáció főként három helyen lép fel a szelvénynél:

- a hátoldali belépőélnél levő területén, ha az α megfűvási szög túl nagy,
- a hátoldali kilépőélnél levő területén, ha a V sebesség túl nagy,
- a tolóoldal belépőél felőli végén, ha az α megfűvási szög túl kicsi.

Az első eset a leggyakoribb, amikor a hajócsavar terhelése megnő, és a sebességi sokszögben az indukált sebesség túlzott mértékű. A második eset a túl nagy fordulatszámú hajócsavarokra jellemző, ezeket hadihajóknál és gyors sporthajóknál alkalmazzák. A harmadik eset üzemállapot-specifikus, rövid ideig előfordulhat minden csavarnál hátramenet és lassítás esetén.



4.3.2.4.11 ábra Kavitáció kialakulásának határesetek hajócsavar szárnyszelvényénél

A szárnymetszeten kialakuló nyomáeloszlás ábrázolásához jelölje Δp a szelvényen fellépő nyomáscsökkenést, q a torlónyomást, amely a $q = \frac{1}{2}\rho V^2$ képlettel számítható.

A 4.3.2.4.11 ábra a Göttingeni 387 szelvényénél mutatja a nyomáeloszlást. A nyomáeloszlás erősen függ a szelvény vastagságától és bizonyos mértékig

íveltiségétől.

Az adott ponton levő sztatikus nyomás p_0 , a telített vízgőznek a hőfoktól függő nyomása p_c . A maximális megengedett nyomáscsökkenést ezek viszonya határozza meg:

$$\Delta p_{\max}/q \leq (p_A - p_c)/q$$

Ha ennek ellentéte igaz, a szelvénynél kavitáció lép fel. Annak ellenére, hogy az utóbbi évtizedekben a nagy sebességű hajócsavarok (hadihajók, sporthajók) esetében a tervezők megtanultak együtt élni a kavitáció jelenségével, a tervező célja általában az, hogy olyan hajócsavart hozzon létre, amely kavitáció-mentesen képes működni.

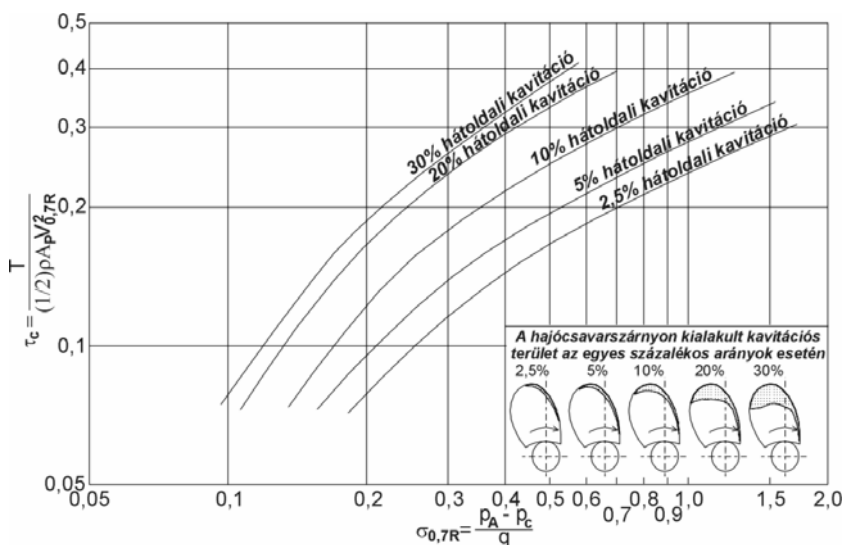
Ugyanakkor arra is törekedni kell, hogy a biztonság ne legyen túl nagy (pl. túlzottan nagy szárnyfelület), mert az rontja a hatásfokot.

A szelvényen keletkező felhajtóerő $dL = \int (\Delta p/q) ds$. A megfúvási szög növelésekor a felhajtóerő egy bizonyos értékig közel lineárisan nő, felette a növekedés lassul. Ebben szerepe van a szelvény-belépőél sugarának is, amelynél a következő két eset lehetséges.

a) Ha a görbületi sugár viszonylag kicsi, leváló örvények képződnek a megfúvási szög határértékénél. Az örvény meghatározásánál láttuk, hogy a sebesség és a sugár szorzata $Vr = \text{konstans}$, tehát a kis görbületi sugár hatására a sebesség eléri a kavitációs nyomásesést. (Ezt szemlélteti az örvény középpontjában a vízfelület erős lehúzódása.)

Az ilyen kavitációt „*csúcsörvény kavitáció*”-nak nevezzük. Mivel nem a szárny felületén jön létre és a buborék a szárnytól távol omlik össze, nem okoz *eróziós rongálást*.

b) Amikor a szárnyszelvény belépőélének görbületi sugara viszonylag nagy, a belépőél és a hátoldal felületének görbületi sugara nem különbözik jelentősen, nem nő meg a sebesség, az áramvonalak nem sűrűsödnek túlzottan, viszont a centrifugális erő csökkent a folyadékban a nyomást. Ez a hirtelen nyomásesés a szelvény felületén történik és a buborékok összeomlása a hátoldalnak azon a részén történik, amely már a nagyobb sugarú szakaszhoz tartozik. Eróziós hatás tapasztalható, ezt a fajta kavitációt nevezzük „*buborékos kavitáció*”-nak.



4.3.2.4.12 ábra
Burrill diagramja

A sebesség növelésével a buborékok közül nem mindegyik omlik össze, végighaladnak a szárnyon. Ez a *felhős kavitáció*.

Amikor a buborékok egyáltalán nem omlanak össze, azt nevezik

szuperkavitációnak, ennek kutatásáról a szakirodalom számos anyagot tartalmaz.

A kavitáció által okozott erózió nagyon sok elméletet teremtett. *Van Iterson*, *Knapp* és *Crowdson* munkáit meg lehet találni a szakirodalomban, amennyiben valakinek szüksége van rájuk. Azonban a tervező általában arra törekszik, hogy a kavitációs jelenségeket elkerülje inkább ahelyett, hogy tanulmányoznia kellene. Az első ilyen eszköz számára az a klasszikus diagram, amelyet *L. C. Burrill* angol professzor a hajócsavarok kavitációjával végzett kutatásai alapján szerkesztett meg a 20. század közepén.

A diagram olyan határgörbét tartalmaz, amelyek paramétere a hajócsavarszárny adott felületarányán megfigyelhető buborékos kavitáció. A paraméterek 2,5, 5, 10, 20 és 30%-nál vannak kijelölve. A vízszintes tengelyen a csavarszárny $0,7R$ sugarú szelvényére kiszámolható kavitációs szám szerepel, amelynek képlete

$$\sigma_{0,7R} = (p_A - p_c)/q$$

ahol p_A = külső (légköri és a csavar tengelyvonala feletti hidrosztatikus) nyomás
 p_c = a telített vízgőz nyomása adott hőfokon (a buborékokban levő nyomás)
 q = dinamikus nyomás, azaz $\frac{1}{2}\rho V^2$
 $V = (V_A^2 + (0,7R\omega)^2)^{1/2}$

A kavitációs szám tehát azt a környezetet reprezentálja, amelyben a hajócsavar dolgozik.

A függőleges tengelyen a tolóerő terhelési tényező van felmérve, amely

$$\tau_c = (T/A_P)/(\frac{1}{2}\rho V^2) = T/(\frac{1}{2}\rho A_P V^2)$$

ahol T = a hajócsavar tolóereje
 A_P = a hajócsavar vetített felülete

Látható, hogy a tolóerő terhelési tényező a hajócsavarkör egységére eső terhelő erőt jelképezi.

A kiszámolt $\sigma_{0,7R}$ kavitációs szám és a preferált hátoldali kavitációs arány ismeretében leolvashatjuk a diagramból a τ_c értékét. Ezzel

$$A_P = T/(\frac{1}{2}\rho \tau_c V^2) = T/(q \tau_c)$$

Mivel a hajócsavarkör területe $A_0 = D^2\pi/4$, a szükséges vetített felületviszony a következő:

$$A_P/A_0 = (T/(q \tau_c))(4/D^2\pi) = 4T/(\pi \tau_c q D^2)$$

A vetített felülettel nem célszerű dolgozni, így Taylor közelítő összefüggését használhatjuk a vetített és kifejtett felület között:

$$A_P/A_D \cong 1,067 - 0,229(P/D)_{0,7R}$$

$$A_D/A_0 = (A_P/A_0)/(A_P/A_D) = (A_P/A_0)/(1,067 - 0,229(P/D)_{0,7R})$$

A Burrill diagram azonban csak olyankor fontos a tervező számára, amikor nem méretezi a hajócsavart örvényelmélettel, hanem modellkísérlet sorozatokból választja ki a neki megfelelő paraméterekkel bíró csavart. Az örvényelmélet alapján végzett

méretezésnél a kavitációs, hidrodinamikai és szilárdsági jellemzők kiszámítása egyetlen eljárás keretében történik.

A korszerű hajócsavar szárnyszelvényekhez használt NACA 16 és 66 profilok kavitációs és egyéb jellemzőiről az örvényelmélettel történő hajócsavar méretezésnél lesz szó.

Optimális hajócsavar paraméterek meghatározása sorozatmérések eredményeiből

Önjáró hajók hajócsavarjának kiválasztása

Önjáró hajók esetében, akár áruszállítóról van szó, amelyek nagy többsége egycsavaros (a kivételek között hazai specialitás a *Duna-tengerjáró hajók* sorozata, illetve közismertek a nagy tavakon közlekedő tömegáru szállítók), akár személyszállító vagy hadihajókról, amelyek a nagyobb sebességnél ébredő ellenállást csak több csavar együttes tolóerejével képesek legyőzni, a hajócsavarok kiválasztása azonos elvek alapján történik.

Valamilyen forrásból (hasonló hajótest, modellkísérlet sorozat alapján történő számítás vagy előzetes modellmérések) ismeretes a hajótest ellenállásgörbéje. Ismert a hajótest formája a vonalrajzból, tehát a beépíthető hajócsavar maximális átmérője. A hajócsavar fordulatszáma a rendelkezésre álló főgépek alapján több lehetőség közül választható ki.

Vagy a maximális átmérőből kell kiindulni és megkeresni az optimális fordulatszámot, vagy amennyiben a fordulatszám kötött, ahhoz keresünk optimális átmérőt.

PÉLDA Önjáró tengeri kereskedelmi hajóhoz kell optimális propulziós eszközt kiválasztani.

A hajó főméretei: $L = 67 \text{ m}$ $B = 11,3 \text{ m}$ $T = 4 \text{ m}$ $C_B = 0,698$

A vonalrajz szerint $D_{\max} = 3 \text{ m}$

Rendelkezésre álló főgépek fordulatszáma: $N_p = 300 \text{ min}^{-1}$, 350 min^{-1} és 400 min^{-1} .

A hajótest ellenállásgörbéje névleges rakodási viszonyok között az alábbi adatokat szolgáltatja.

Sebesség, V [csomó]	11,0	11,5	12,0	12,5	13,0
Ellenállás, R_T [N]	51.730	58.540	66.320	76.100	90.640

A megrendelő $V = 11,5$ csomó $= 5,92 \text{ ms}^{-1}$ üzemi sebességet kíván elérni.

Sodortényező a *Harvald diagramból* (4.3.2.4.2.3 ábra):

$$w = w_1 + w_2 + w_3 = 0,36 - 0,02 + 0,04 = 0,38$$

Szívási tényező ugyanabból a diagramból:

$$t = 0,25$$

A hajócsavar tolóereje az üzemi sebességnél:

$$T = R_T / (1 - t) = 58.540 / 0,75 = 78.050 \text{ N}$$

a) *Optimális fordulatszám* keresése a maximális hajócsavar átmérőhöz

A számítást a wageningeni B.4.55 csavarsorozat K_T - $10K_Q$ - J diagramja alapján végezzük (a 4-500 LE teljesítménytartományban a motorok 6-hengeresek, *torziós lengési* okokból 4-szárnyú csavar ajánlatos). Ehhez szükség van a V_A hajócsavar haladási sebességre, az

n másodpercenkénti fordulatszámra, a maximális D átmérőre és a hajócsavar T tolóerejére, amelyekből a tolóerő- és a sebességtényező kiszámítható.

$$K_T = T/(\rho n^2 D^4) = (78.050 \times 61,8^2 / (1.025 \times 3^4)) (1/N_p^2) = 3.590/N_p^2$$

$$n = N/60 = N_p/(60(1+c)) = N_p/(60 \times 1,03) = N_p/61,8 \text{ s}^{-1}$$

c = léptékhata tényező az alábbi táblázat szerint

	egycsavaros	kétszavas
próbaúton	3%	2%
üzem közben	2%	1%

$$J = V_A/nD = 3,67/((n_p/61,8) \times 3) = (3,67 \times 61,8/3)(1/n_p) = 75,6/n_p$$

$$V_A = V(1-w) = 11,5 \times 0,62 = 7,13 \text{ csomó} = 7,13 \times 1853/3600 = 3,67 \text{ ms}^{-1}$$

A motorfordulatszámokhoz számított értékek:

$N_p [\text{min}^{-1}]$	400	350	300
K_T	0,022	0,029	0,040
J	0,189	0,216	0,252

A diagramból ehhez P/D értékeket nem lehet leolvasni, mert a K_T vízszintes és a J függőleges rendezői által kijelölt pontok a legkisebb alkalmazható $P/D = 0,5$ alatt vannak. Műszakilag ez azt jelenti, hogy ha szeretnénk kihasználni a maximális méretű hajócsavar által nyújtott előnyöket, fordulatszám-csökkentő hajtóművet kell beépítenünk a motor és a hajócsavar közé.

Újabb motorfordulatszám értékeket veszünk fel, és a számítást megismételjük.

$N_p [\text{min}^{-1}]$	250	200	150	100
K_T	0,057	0,090	0,160	0,359
J	0,302	0,378	0,504	0,756
Ehhez P/D	~0,40	0,52	0,775	~1,45
$10K_Q$	~0,062	0,110	0,217	~0,79
$\eta_0 = (K_T/K_Q)(J/2\pi)$	~0,442	0,492	0,592	~0,547

A legjobbnak látszó motorfordulat környezetében további értékek felvétele szükséges, amelyekkel a számítást meg kell ismételni.

$N_p [\text{min}^{-1}]$	170	160	140	130
K_T	0,124	0,140	0,183	0,212
J	0,445	0,472	0,540	0,582
Ehhez P/D	0,66	0,73	0,86	0,96
$10K_Q$	0,16	0,18	0,27	0,34
$\eta_0 = (K_T/K_Q)(J/2\pi)$	0,549	0,572	0,583	0,578

Az eredmények azt mutatják, hogy az optimális motorfordulatszám 150 min^{-1} közelében van.

b) *Optimális átmérő* keresése a beépíthető főgép $N_p = 300 \text{ min}^{-1}$ fordulatszámához
A számítást ismét a wageningeni B.4.55 csavarsorozat K_T - $10K_Q$ - J diagramja alapján végezzük.

$$K_T = T/(\rho n^2 D^4) = (78.050/(1.025 \times 4,854^2))(1/D^4) = 3,232/D^4$$

$$n = N/60 = N_p/(60(1+c)) = 300/(60 \times 1,03) = 4,854 \text{ s}^{-1}$$

c = léptékhatás tényező az alábbi táblázat szerint

	egycsavaros	kétszavaros
próbaúton	3%	2%
üzem közben	2%	1%

$$J = V_A/nD = 3,67/(4,854D) = 0,756/D$$

D [m]	1,75	2,00	2,25	2,50
K_T	0,345	0,202	0,126	0,083
J	0,432	0,378	0,336	0,302
Ehhez P/D	1,12	0,76	0,565	~0,45
η_0	0,404	0,456	0,473	~0,453
$K_Q = (K_T/\eta_0)(J/2\pi)$	0,059	0,027	0,014	~0,009

Az eredmények azt mutatják, hogy az optimális átmérő 2,25 m közelében van. Így a wageningeni intézet ajánlása szerint a hajócsavar átmérője $D_p = 0,95D_{\text{opt}} \cong 2,14 \text{ m}$. A kiválasztott értékhez meg kell határozni a tolóerő- és nyomatéktényezőt, majd a tolóerőt, nyomatékot és teljesítményt ahhoz, hogy a hajócsavar örvényelmélettel méretezhető legyen.

Vontatóhajók hajócsavarjának kiválasztása

A vontatóhajókra jellemző, hogy a hajótesthez képest túlzott teljesítményre méretezett hajócsavar vagy hajócsavarok elhelyezését kell megoldani. Folyami vontatóknál ehhez még az is hozzájárul, hogy a vízmélység szinte minden esetben korlátozott, tehát a teljesítményt több hajócsavarra kell elosztani. A folyami vontatóknál és tolóhajóknál alig fordul elő, hogy szabadon dolgozó hajócsavart alkalmaznának, ezért a Kort gyűrűs hajócsavaroknál mutatunk be példát az örvényelmélettel méretezett csavar előzetes kiválasztására.

A tengeri vontatóhajók hajócsavarjának kiválasztásánál két eltérő eset fordul elő. A kikötői vontatók hajócsavarját nulla haladási sebességre méretezik, hogy az *állópróbai tolóerő* legyen maximális értékű. A tengeri vontatók hajócsavarjának azonban annál a sebességnél kell optimálisnak lennie, amellyel a vontatmány továbbítása történik.

PÉLDA

Kikötői vontatóba $P_B = 800 \text{ LE}$ teljesítményű, $N_p = 350 \text{ min}^{-1}$ fordulatszámú főgép beépítésére van lehetőség. A főgép a hajócsavart közvetlenül hajtja.
Kikötői vontatónál a méretezési hajósebesség $V = 0$, ezért V_A nagysága is nulla.

A fordulatszám kötött, ezért az optimális átmérőt kell megkeresni, $D_{\max} = 2,6$ m (merülés 3 m, tengelyvonal távolsága a vízfelszín alatt $h = 1,5$ m).

A számítást a wageningeni B.5.70 csavarsorozat K_T - $10K_Q$ - J diagramja alapján táblázatosan végezzük (a teljesítményt 8-hengeres motor biztosítja, torziós lengési okokból 4-szárnyú csavar alkalmazása nem ajánlatos, a 3-szárnyúnál viszont a szárnyfelület a nagy terhelés miatt túlzott mértékűre adódhat). A nyomaték- és sebességtényező alapján kiválasztjuk a hajócsavar emelkedését, és ehhez meghatározzuk a tolóerő-tényezőt, abból pedig kiszámoljuk a tolóerőt.

A hajócsavarra leadott teljesítmény

$$P_S = \eta_m P_B = 0,97 \times 800 = 776 \text{ LE} = 776 \times 745,7 = 578.663,2 \text{ [kgm}^2\text{s}^{-3}, \text{ Nm/s]}$$

A tengelyrendszer mechanikai hatásfoka $\eta_m = 0,97$ (becsült érték).

Nyomaték a hajócsavaron a hajótest mögött

$$Q = P_S / 2\pi n_p = 578.663,2 / 2\pi \times 5,83 = 15,805 \text{ [Nm]}$$

$$n_p = N_p / (60) = 350 / 60 = 5,83 \text{ [s}^{-1}\text{]}$$

$$n = n_p / (1+c) = 5,83 / 1,03 = 5,66 \text{ [s}^{-1}\text{]}$$

$$c = 0,03 \text{ (becsült állópróbai egycsavaros léptékhatás tényező)}$$

Nyíltvízi nyomaték

$$Q' = \eta_R Q = 1,05 \times 15,805 = 16.595 \text{ [Nm]}$$

$$\eta_R = 1,05 \text{ (becsült érték)}$$

Nyomatéktényező

$$K_Q = Q' / (\rho n^2 D^5) = (Q' / (\rho n^2)) (1/D^5) = (16.595 / (1.025 \times 5,66^2)) (1/D^5) = 0,5054/D^5$$

Tolóerő

$$T = K_T (\rho n^2 D^4) = K_T (1.025 \times 5,66^2 \times D^4) = 32.836 K_T D^4$$

Kötélerő

$$F_P = (1-t)T = 0,95T$$

$$t = 0,05 \text{ (becsült szívási tényező, állópróbai egycsavaros)}$$

D [m]	1,4	1,8	2,2	2,6
K_Q	0,0940	0,0267	0,0098	0,0042
J	0	0	0	0
Ehhez P/D	1,19	0,62	~0,34	-
K_T	0,540	0,267	~0,14	-
T [N]	68.117	91.194	~7.538	-
F_P [N]	64.711	88.634	~7.161	-

További átmérők felvétele szükséges.

D [m]	1,6	1,9	2,0
K_Q	0,0482	0,0204	0,0158
J	0	0	0
Ehhez P/D	0,84	0,525	~0,46
K_T	0,384	0,219	~0,185
T [N]	82.634	93.714	~97.195
F_P [N]	78.503	89.029	~92.335

A kötél erő alapján a D_{opt} optimális átmérő 1,9 m körül van. Ennek alapján a wageningeni intézet ajánlása szerint a hajócsavar átmérője $D_p = 0,95D_{\text{opt}} \cong 1,8$ m. A kiválasztott értékhez pontosan meg kell határozni a nyomatéktényezőt és az emelkedésviszonyt, majd a tolóerő-tényezőt és a tolóerőt ahhoz, hogy a hajócsavar örvényelmélettel méretezhető legyen.

Nyomatéktényező

$$K_Q = Q' / (\rho n^2 D^5) = 0,5054 / D^5 = 0,0267$$

Emelkedésviszony a B.5.70 diagramból $P/D = 0,62$

Tolóerő-tényező ehhez az emelkedéshez $K_T = 0,267$

Tolóerő

$$T = K_T (\rho n^2 D^4) = 32.836 K_T D^4 = 91.194 \text{ N}$$

PÉLDA A KAVITÁCIÓS ELLENŐRZÉSRE Az utóbbi példában alkalmazandó hajócsavar meglehetősen nagyterhelésű, ezért érdemes ellenőrizni, hogy a 70% kifejtett felületviszony elegendő-e a kavitáció elkerüléséhez.

A csavarszárnny $0,7R$ sugarú szelvényére kiszámolható kavitációs szám

$$\sigma_{0,7R} = (p_A - p_c) / q = (108.745 - 2.333) / 272.765 = 0,390$$

ahol p_A = külső (légköri és a csavar tengelyvonala feletti hidrosztatikus) nyomás =
 $= 100.000 + (1,5 - 0,7 \times 0,9) \times 1,025 \times 9.806 = 108.745 \text{ Pa}$

p_c = a telített vízgőz nyomása adott hőfokon (20°C) = 2.333 Pa

q = dinamikus nyomás, azaz $\frac{1}{2}\rho V^2 = 0,5 \times 1.025 \times 23,07^2 = 272.765 \text{ Pa}$

$$V = (V_A^2 + (0,7R\omega)^2)^{1/2} = 0,7 \times 0,9 \times 36,61 = 23,07 \text{ ms}^{-1}$$

$$\omega = 2\pi n_p = 2\pi \times 5,83 = 36,61 \text{ s}^{-1}$$

A Burrill diagramból ennél a $\sigma_{0,7R}$ értéknél a 2,5% hátoldali kavitáció határgörbéjére $\tau_c = 0,14$ tolóerő terhelési tényező adódik.

Ehhez meghatározzuk a hajócsavar szükséges vetített felületét.

$$A_p = T / (\frac{1}{2}\rho \tau_c V^2) = T / (q \tau_c)$$

Mivel a hajócsavarkör területe $A_0 = D^2 \pi / 4$, a szükséges vetített felületviszony a következő:

$$A_p / A_0 = (T / (q \tau_c)) / (D^2 \pi / 4) = 4T / (\pi \tau_c q D^2) = 4 \times 91.194 / (\pi \times 0,14 \times 272.765 \times 1,8^2) = 0,939$$

Taylor közelítő összefüggését használhatjuk a vetített és kifejtett felület között:

$$A_p / A_D \cong 1,067 - 0,229 (P/D)_{0,7R}$$

azaz $A_D / A_0 = (A_p / A_0) / (A_p / A_D) = (A_p / A_0) / (1,067 - 0,229 (P/D)_{0,7R}) = 0,939 / (1,067 - 0,229 \times 0,62) = 1,015$

Látjuk, hogy megalapozott volt a gyanú, hogy a 70% kifejtett felületviszony nem elegendő. Az optimális átmérő számítását meg kell ismételni (itt nem végezzük el) a szükséges felületviszonyhoz legközelebb eső B.5.100 diagramban, és az ott kapott adatokkal kell ismét ellenőrizni a kavitációt.

4.3.2.4.1 Hajócsavarszárny kavitációs és szilárdsági számítása Taylornál

Kavitáció

A kavitáció természete. A kavitációként ismert jelenséggel első alkalommal akkor találkoztak, amikor 1894-ben a *Daring* angol torpedóromboló próbáit végezték el, amelyet dugattyús gőzgépek hajtottak. A járműre felszerelt hajócsavarok teljes fordulatszámú járatásakor a hajón komoly rezgések jelentkeztek, amelyeket a hajócsavarok hibás működésének tulajdonítottak. A propulziós hatásfok igen gyenge volt, a maximális sebesség, amit a 3.700 *IHP* (indikált angol LE, egy angol LE 76/75-szöröse a nálunk szokásos LE-nek) teljesítménnyel és 384 1/min fordulatszámmal értek, mindössze 24 csomó volt.

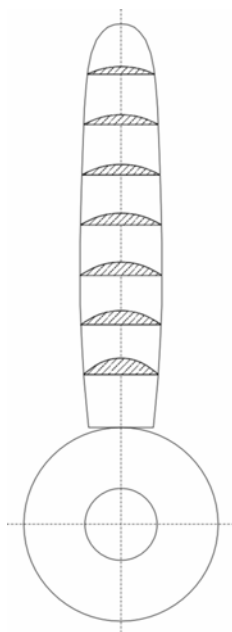
A *Thornycrofts* cég mérnöke *Sidney W. Barnaby*, aki a *Daring* építője volt, arra a következtetésre jutott, hogy a felületegységre eső nagy tolóerő miatt, amely a hajócsavarokat terheli üzem közben, a víz nem képes követni a hajócsavar szárnyfelületét, azaz „a csavarok rossz teljesítményének az az oka, hogy a hajócsavar előtt elhelyezkedő vízben üregek vagy buborékok (angol megnevezés *cavity*) keletkeznek, ezek a buborékok pedig levegővel és vízgőzzel vannak kitöltve”. Ezért adta Barnaby a jelenségnek a kavitáció nevet. A hajócsavarok, amelyek a gyenge eredményt adták, 6 láb 2 hüvelyk (kb. 1,68 m) átmérőjűek voltak, emelkedésük 8 láb 7 3/4 hüvelyk (kb. 2,63 m, $P/D = 1,565$) volt, és 8,9 négyzetláb volt a szárnyak összfelülete (kb. 0,83 m², $A_E/A_0 = 0,373$). Számos alternatív hajócsavart próbáltak ki, és a bajt akkor sikerült elhárítani, amikor olyan csavarokat alkalmaztak, amelyek átmérője szintén 6 láb 2 hüvelyk volt, emelkedése 8 láb 11 hüvelyk (kb. 2,72 m, $P/D = 1,618$), de a szárnyak összfelülete 12,9 négyzetláb volt (kb. 1,198 m², $A_E/A_0 = 0,541$). Ezekkel a csavarokkal a 24 csomó eléréséhez mindössze 3.050 *IHP* kellett, a maximális sebesség pedig 24-ről 29 csomóra nőtt.

A *Daring* esetében a kavitáció akkor lépett fel, amikor a hajócsavar felülete akkora volt mindössze, hogy a vetített felület négyzethüvelykjére eső tolóerő meghaladta a 11 fontot (kb. 7,7 N/cm², 0,77 bar). Jó ideig az volt az elfogadott vélemény, hogy a vetített felület egységére eső tolóerő kielégítő kritérium a kavitációra vonatkozóan, illetve, hogy a *Daring* esetében megállapított határérték a tolóerő per vetített felület értékére általánosan alkalmazható.

Azonban nem ez a helyzet. Sikeresen értek el nagyobb fajlagos tolóerő értékeket, ugyanakkor a kavitáció hajlamos megjelenni sokkal kisebb értékeknél is. A szerző (*Taylor*) által tapasztalt egyik esetben a kavitáció akkor kezdődött, amikor a tolóerő értéke 5 font per négyzethüvelyk (kb. 0,35 bar) volt a vetített felületre számítva, a szárnycsúcs sebessége 5.000 láb/min körül volt (25,4 m/s), egy másik esetben a két érték 7,5 font illetve 6.500 láb per perc volt. Ezzel ellentétben az amerikai *Lexington* anyahajó semmilyen kavitációt sem mutatott 34,5 csomós sebességnél, amikor a szárnycsúcs sebessége 15.000 láb/min volt, a négyzethüvelykre eső tolóerő pedig 22,4 font, ahol a vetített felület mérete 109,6 négyzetláb volt (kb. 10,2 m²). Ezek átlagolt értékek a hajó négy hajócsavarjához.

Kísérleti eredmények nyíltvízi kísérleteknél. Korábban láttuk, hogy amikor a kavitáció jelen van, ahhoz, hogy alkalmazhassuk a hasonlósági törvényt, a nyomásértékeknek a

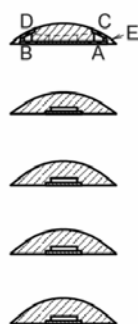
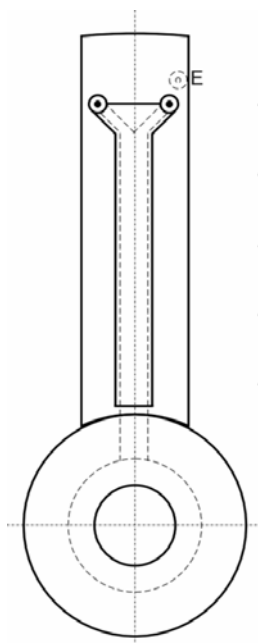
modellcsavar és a teljes léptékű hajócsavar környezetében olyan arányban kell lenniük, amely lineáris méretarányukkal egyezik meg. Ez lehetetlenné teszi a teljes méretű hajócsavarok kavitációs viszonyainak vizsgálatát modelljeik nyíltvízi kísérletei segítségével, és megköveteli, hogy a modellkísérleteket olyan zárt csatornában végezzék el, ahol a nyomást vezérelni lehet. Ugyanakkor el lehet érni a megfelelő kialakítású hajócsavar modellekkel, hogy kavitáljanak a nyíltvízi kísérletnél, tehát



4.3.2.4.1.1 ábra Modellcsavar nyújtott felülete és szárnymetszetei (átmérő 16 hüvelyk, emelkedésvíszony 0,4)

mielőtt a zárt csatornás mérésekre koncentrálnánk, érdemes megvizsgálni néhány nyíltvízi kísérlet eredményeit, amelyeket az U. S. Experimental Model Basin végzett 1908-9 táján.

A 4.3.2.4.1.1 ábra 16 hüvelyk átmérőjű hajócsavart mutat, amelynek keskeny és viszonylag vastag szárnyai vannak, emelkedésvíszonya pedig nagyon kicsi. A 4.3.2.4.1.3 ábra a tolóerő és a nyomaték ábráit mutatja 5-, 6- és 7-csomós hajócsavar haladási sebességnél ehhez a csavarhoz. A kavitáció nyilvánvaló. A 7 csomós sebességértéknél a maximális tolóerő kevesebb, mint 100 font, ezzel szemben 5 csomónál majdnem 170. Nyilvánvaló, hogy ebben az esetben a szárnycsúcs sebessége az elsődleges tényező a kavitációban, a vetített felület egységére eső tolóerő a jelenségben nem játszik komoly szerepet. Amikor a kavitáció elkezdődik 7 csomós hajócsavar haladási sebességnél, a nyomás a vetített felületre



4.3.2.4.1.2 ábra Nyomás és vákuum mérésére szolgáló furatokkal és csatornákkal ellátott különleges kavitációs csavar szárnyának körvonala és metszetei

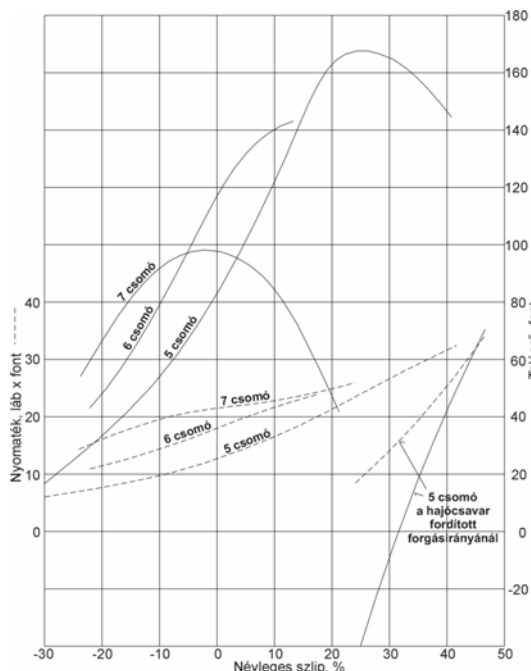
számítva csak mintegy 4,3 font per négyzethüvelyk (kb. 0,30 bar). Az 5 csomós sebességértéknél ugyanakkor ez 9 font per négyzethüvelyk – több, mint a duplája.

Egyéb következtetés is levonható a 4.3.2.4.1.3 ábrából, de több információt szolgáltathatnak számunkra egy kis hajócsavarmodell kísérleteinek eredményei, amelyet speciálisan a kavitáció kimutatására terveztek. Ez a hajócsavar 14 hüvelyk (0,3556 m) átmérőjű volt, és 4,2 hüvelyk volt az emelkedése (0,107 m, $P/D = 0,3$). Kifejtett felületének alakját és szárnyszelvényeit a 4.3.2.4.1.2 ábra mutatja. Az összes szárnyon az A, B, C, D és E pontokban kis furatok voltak elhelyezve, amelyeket a csőtengelyen keresztül nyomásmérőhöz lehetett kapcsolni, amely elég pontosan mutatta a

nyomás vagy vákuum értékeit.

A hajócsavarmodell kísérleténél sztroboszkópot alakítottak ki, amely egyrészt egy fix

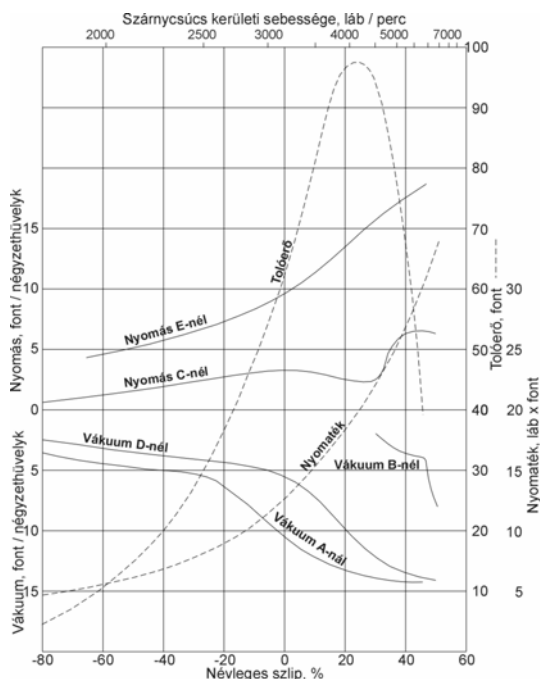
tárcsából állt, amelyen egy keskeny nyílás volt, másrészt egy mögötte levő forgó tárcsából, amelyen ugyanolyan nyílás volt kialakítva, és amelyet a hajócsavaréval megegyező sebességgel mozgattak.



4.3.2.4.1.3 ábra A 4.3.2.4.1.1 ábrán látható hajócsavar tolóerő és nyomaték görbéi, paraméter a hajócsavar haladási sebessége (5, 6 és 7 csomó)

A hajócsavart keskeny fénysugárral világították meg, és a fix tárcsa nyílásán át nézve a hajócsavart ugyanabban a helyzetben lehetett látni minden fordulatnál egy alkalommal. A tárcsákat és a fénysugarat meg lehetett fordítani, hogy a hajócsavarnak mind a hát- mind a tolóoldalát meg lehessen figyelni. A hajócsavarnak a hasítékkal ellátott tárcsákon keresztül történő üzem közbeni megfigyelésével tisztán látható volt minden buborék, és így igen könnyű volt észlelni a kavitáció kialakulását.

A nyíltvízi kísérletekből levonható következtetések. A 4.3.2.4.1.4 ábra a 4.3.2.4.1.2 ábrán látható hajócsavarhoz mutatja háromcsomós hajócsavar haladási sebességnél a tolóerő, nyomaték, valamint a jelzett pontokon a nyomás illetve vákuum görbéit.



A 4.3.2.4.1.4 ábra A 4.3.2.4.1.2 ábrán látható hajócsavar tolóerő, nyomaték, nyomás illetve vákuum görbéi 3-csomós hajócsavar haladási sebességnél

A görbék független változója a névleges szlip, a nyomás és vákuum egysége font per négyzet hüvelyk. A szárnycsúcs sebességéhez is fel van tüntetve a méretskála.

A 4.3.2.4.1.5 ábra ugyanazokat az adatokat ábrázolja, mint az előző, de 5-csomós hajócsavar haladási sebességnél.

A buborékok kb. 3.000 láb/min szárnycsúcs sebességnél a hátoldal kilépőél felőli és a tolóoldal belépőél felőli oldalán jelentek meg. A buborékok először a tolóoldalon jelentek meg, amint azt a 4.3.2.4.1.4 és

4.3.2.4.1.5 ábra alapján várni lehetett, ami arra mutat, hogy a vákuum az A pontban

mindig intenzívebb, mint a *D* pontban.

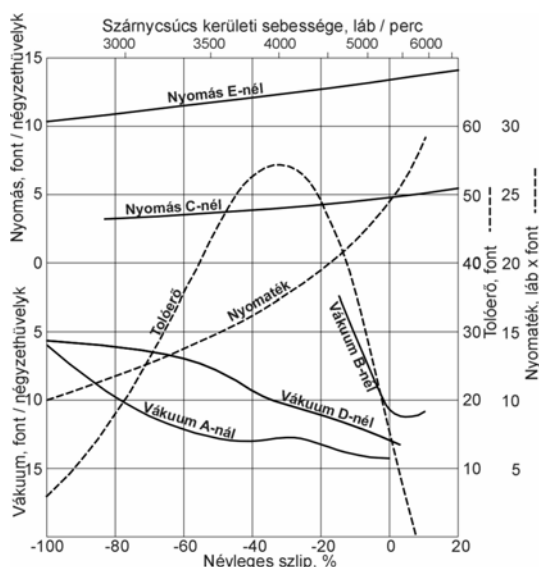
A buborékok megjelenése először a szárnycsúcsokon figyelhető meg, és a sebesség növekedésével a tengely felé terjeszkednek.

A 4.3.2.4.1.4 ábrán a tolóerő nullára csökkent, amikor a szárnycsúcs sebessége 5.000 és 6.000 láb/min közötti értéket vett fel. Amikor ez a helyzet, a buborékok a szárny hátoldalán a csúcstól egészen a szárny hosszának kétharmad részéig előrehatolnak, a csúcsnál pedig a szelvényhosszak majdnem kétharmadát érintik.

A tolóoldalon ilyen körülmények között a buborékok a belépőél mentén gyakorlatilag egészen az agyig, a csúcsnál pedig a belépő- és kilépőél között végig ott vannak.

A 4.3.2.4.1.4 és 4.3.2.4.1.5 ábrán látható görbék a különböző sugarakhoz tartozó szelvényeknél eltérőek, a következők azonban megállapíthatóak.

1. A maximális nyomás mindig az *E* pontban alakul ki, ami negatív tolóerőt okoz. Az *E* pont a hátoldalon van a belépőél közelében.



4.3.2.4.1.5 ábra A 4.3.2.4.1.2 ábrán látható hajócsavar tolóerő, nyomaték, nyomás illetve vákuum görbéi 5-csomós hajócsavar haladási sebességénél

2. A maximális vákuum mindig az *A* pontban alakul ki, és hasonlóképpen negatív tolóerőt eredményez. Az *A* pont a tolóoldalon helyezkedik el a belépőél közelében.
3. Az *A* pont közelében kialakuló vákuum mértéke megegyezik a *D* pontban kialakulóval a hátoldal kilépőéhez közeli részén. Ez pozitív tolóerőt hoz létre.
4. A *C* pontnál a hátoldalon, amely az *E* pontnál beljebb van a belépőéltől, a nyomás, amely ugyan sokkal kisebb, mint az *E* pontban, még mindig pozitív értékű, ami negatív tolóerőt hoz létre.
5. A *B* pontban a tolóoldalon a kilépőél közelében olyankor, amikor a hajócsavar erősen kavitál, vákuum alakul ki, amelynek eredménye negatív tolóerő. A *B* pont görbéje azonban azt mutatja, hogy a teljes kavitációs állapot kialakulása előtt ott nyomás van, ami pozitív tolóerőt generál. Figyelembe kell venni, hogy a 4.3.2.4.1.2 ábrán szereplő hajócsavar ugyan nagyon szokatlan alakú, paraméterei azonban hasonlóak a szokásos körszelet szelvényekkel rendelkező típusokéhoz. A 4.3.2.4.1.4 és 4.3.2.4.1.5 ábrából azt szűrhetjük le, hogy az ilyen hajócsavarokra a következőket lehet megállapítani.
 - A. A hátoldal belépőélhez közeli részén a nyomás pozitív, amely negatív tolóerőt hoz létre.
 - B. A hátoldal többi részén vákuum keletkezik, amely pozitív tolóerőt eredményez.
 - C. A hátoldalon a belépőél közelében valahol van olyan pont, ahol a víz kettéválk, visszaáramlik a belépőél körül, és vákuumot okoz a tolóoldal belépőélhez közeli

részen, amely negatív tolóerőt hoz létre.

D. Amíg a kavitáció nem jelentős mértékű, a tolóoldal kilépőélhez közeli részén nyomás alakul ki, amely pozitív tolóerőt eredményez.

Úgy tűnhet, hogy a körszelet profilú (*Taylor idejében szokásos*) hajócsavaroknál a belépőél felőli szárnyrész negatív tolóerőt hoz létre, a kilépőél felőli pedig pozitív tolóerőt eredményez. Amint a kavitációs körülmények létrejönnek, a negatív tolóerő területe terjeszkedik egyre messzebb a belépőéltől, amíg végül annyira megnő az okozott negatív tolóerő, hogy a teljes tolóerő értéke lecsökken.

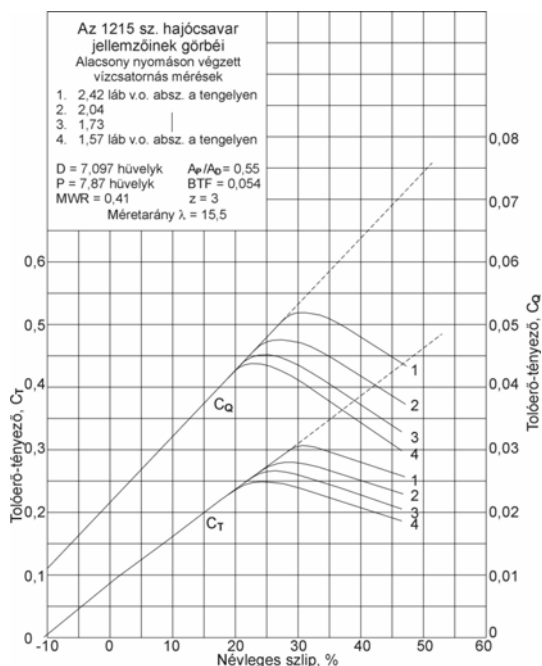
A 4.3.2.4.1.4 és 4.3.2.4.1.5 ábra meglepő vonása az a tény, hogy a buborékokban uralkodó vákuum nagy értékű. Szinte egyáltalán nincs bennük levegő. A kísérletek során a buborékokat szándékosan levegővel töltötték fel, majd lezárták őket. Úgy találták, hogy a levegő szinte azonnal eltűnt a buborékokból. Általánosan elfogadott vélemény, hogy a buborékokban a víz hőfoka által meghatározott nyomású telített vízgőz van. Függetlenül attól, így van-e vagy nem, a teljes méretarányú hajócsavarnál ez a vízgőznyomás nem lenne fontos tényező, azonban jelentős arányt képviselne a sztatikus nyomásból a zárt csatornában végzett hajócsavar modellkísérleteknél.

Víz hőmérséklet		Vízgőz nyomása	
$^{\circ}F$	$^{\circ}C$	font per négyzethüvelyk	bar
40	4	0,12	0,0084
50	10	0,18	0,0126
60	15	0,25	0,0175
70	21	0,37	0,0259
80	26	0,50	0,0350

Kísérleti eredmények zárt csatornás méréseknél. Amint utalás történt korábban, a hasonlósági törvény alkalmazhatósága megköveteli, hogy a nyomásértékeknek a modelcsavar és a teljes léptékű hajócsavar környezetében olyan arányban kell lenniük, amely lineáris méretarányukkal egyezik meg.

Amikor szokásos vagy normál alakú hajócsavar modellekkel akarjuk átfogóan vizsgálni a kavitáció természetét és hatásait, ennek az elvnek a betartása kötelező. Ha például a hajó esetében a hajócsavar forgáspontja a felszín alatt 18 lábbal (kb. 5,49 m) helyezkedik el, az abszolút sztatikus nyomás 18 plusz 33 (1 bar), azaz 51 láb vízoszlopnak (kb. 1,55 bar) felel meg. Ha a modell léptéke a hajócsavarhoz képest 1/30, a teljes sztatikus nyomás a nyíltvízi kísérleteknél, ahol a modelcsavar forgáspontja 0,6 lábbal van a felszín alatt, 33,6 láb vízoszlop lenne – vagyis kb. 2/3-a a hajón levőnek. A hasonlósági szabály betartása esetén ennek csupán 1,7 lábnak szabadna lennie. A változtatható nyomású vízcsatornát tehát annak érdekében kellett létrehozni, hogy ilyen nagyságrendre lehessen csökkenteni a teljes sztatikus nyomást. Ez a berendezés lényegében olyan alakú és méretű zárt körből áll, ami a víz szabad áramlását teszi lehetővé. A nyíltvízi kísérleteknél a hajócsavarmodell valójában a hajócsavar haladási sebességének megfelelő sebességgel halad a vízben. A csatornában ezek a mozgások meg vannak fordítva. A hajócsavar nem mozdul el, hanem a víz áramlik át a csavaron olyan sebességgel, amely azonos a hajócsavar haladási sebességével.

A csatorna meghatározott pontján csatlakozók vannak kialakítva, amelyekkel a levegőt lehet elszívni, és így szabályozni lehet a nyomást a csatornában. A dinamométerhez kapcsolt hajócsavarmodell azon a ponton van elhelyezve, ahol az áramlás a lehető leginkább homogén. A modellcsavar mindkét oldalán üvegezett nyílások vannak elhelyezve a megfigyeléshez.



4.3.2.4.1.6 ábra A 1215 sz. hajócsavar jellemzőinek görbéi

Miután a kérdéses modellcsavar esetében megfelelő teljes sztatikus nyomás beállítása megtörtént a csatornában, a méréseket el lehet végezni a kavitációs tartományig, illetve annak teljes terjedelmében. A 4.3.2.4.1.6 ábra egy ilyen kísérlet eredményeit mutatja a következő méretekkel rendelkező hajócsavarmodellel: átmérő 7,097 hüvelyk; emelkedés 7,87 hüvelyk; szárnyak száma 3; *MWR* (közepes szárny szélesség viszony) 0,41; *BTF* (szárnyvastagság tényező) 0,054, a szárny szelvények körszeletek. Világosan felismerhető mind a tolóerőnél, mind a nyomatéknál a kavitáció kialakulása a

különböző sztatikus nyomások esetében.

A csatornában végzett kísérletek kezdeti szakaszában nehézségek adódtak a tényleges vízsebesség pontos mérésével. A hajócsavarmodell helyén Pitot-csővel elvégzett kalibrálások pontatlannak bizonyultak, mivel a mérés alatt levő hajócsavarmodell az áramlást módosította. A megoldást az jelentette, hogy a csatornát az atmoszféra felé nyitott állapotban kalibrálták be, miközben a hajócsavar a nyíltvízi kísérletnek megfelelően működött. Ez lehetővé tette, hogy olyan vízsebességeket állítsanak be, amelyek a kívánt hajócsavar haladási sebességekkel voltak azonosak.

A zárt csatornás mérésekből levonható következtetések. A változtatható nyomású csatornán végzett tökéletesítések és az emiatt felmerülő nehézségek miatt ezeket a vizsgálatokat és az azokból kapott eredményeket először bizonyos értelemben próbálkozásként kezelték. Az említett hátrányok ellenére az U. S. Experimental Model Basin modellkísérleti intézetet irányító *E. F. Eggert*, az amerikai haditengerészet szakembere a számtalan kísérlet alapján néhány év alatt meg tudta fogalmazni a következő következtetéseket.

- A. A kavitáció két nagy csoportra osztható – *tolóoldali kavitáció* és *hátoldali kavitáció*. Ezek közül a tolóoldali kavitációnak a tolóerőre és a nyomatékra kis hatása van, ha van egyáltalán, és amennyiben előfordul, könnyen megszüntethető a tolóoldal olyan lemetzésével a belépőnél, amely a szelvénynek szimmetrikusabb lekerekített orrot biztosít.

- B. A hátoldali kavitáció sokkal komolyabb, és hatása sokkal nagyobb a fordulatszám, sebesség, tolóerő és nyomaték értékeire. A hátoldali kavitáció nem szüntethető meg a szárnyszelvény változtatásával.
- C. A kavitáció *eltolható a nagyobb fordulatszámok felé* a következő intézkedésekkel:
- (a) a szárny közepes szélességviszonyának növelése,
 - (b) a külső szelvények vastagsági tényezőjének csökkentése,
 - (c) a külső szelvényeken a szlip vagy megfúvási szög csökkentése, illetve
 - (d) a csavar mélyebbre helyezése a felszín alatt.
- D. Bár egyes esetekben a kavitációt meg lehet szüntetni a fentiekben ismertetett módszerek valamelyikével, a legfontosabb követelmény az, hogy előre meg lehessen mondani, mikor kezdődik a kavitáció egy adott hajócsavarnál. Más szavakkal a csatornával végzett vizsgálatok célja az volt, hogy meg lehessen állapítani egy kritériumot, amely bármely illetve minden feltételek között megadja, *legalábbis megközelítőleg*, azt a sebességet, amelynél a hátoldali kavitáció komoly mértékben jelentkezik a szokásos típusú és mélységben elhelyezett hajócsavaroknál. Végül Eggert a következő tapasztalati formulát alkotta meg:

$$v^2 = k(0,9\pi dn)^2 = 10,7h(1+4b)/(\alpha+c)$$

- ahol v a víz sebessége láb per szekundum egységben a $0,9R$ sugárnál a kavitáció kezdetén,
 d a hajócsavar átmérője lábban,
 n a fordulatszám 1/s egységben, amikor a szelvénynél a kavitáció elkezdődik,
 b a közepes szárny szélesség viszony,
 c a $0,9R$ sugárnál levő szelvény szárnyvastagság tényezője, ami a szelvény maximális vastagsága osztva a szelvényhosszal, ha a maximális vastagság a szelvény közepénél van; áramvonalas szelvénynél, ahol a maximális vastagság a szárnyszelvény egyharmadánál van a belépőéltől, c a vastagsági tényező háromnegyede,
 h a teljes sztatikus nyomás láb vízoszlopban a hajócsavar tengelyvonala felett; ez a víznyomás és az atmoszférikus nyomás összege (amely utóbbi tengervízben 33 láb),
 k a következő léplettel számítható paraméter

$$k = 1 + (a^2/\pi^2)(1-s/2)^2$$

- ahol a a szelvény emelkedésviszonya ($p/0,9d$),
 s pedig a szlip.

Az α szög körülbelüli értékét a szlipszög fele értékével lehet egyenlőnek venni, illetve a szokásos kis szlipszögeknél a következő képletből számítható ki

$$\alpha = ((a/\pi)s/2)/(1+(a^2/\pi^2)(1-s/2))$$

- E. Az eredményeknél tapasztalt közepes eltérés a számított sebesség és a

háromszárnyú csavarokkal végzett méréseknél tapasztalt sebesség között – 51 esetben – mindössze valamivel 3% felett volt felfelé; négyszárnyú csavarok esetében – 33 esetben – valamivel 5% felett felfelé. Másképpen fogalmazva a tényleges fordulatszám, ahol a kavitáció felismerhetően jelentkezett, a számítással meghatározott fordulatszámot átlagosan 3-5%-kal haladta meg.

A hajócsavar szárnyainak szilárdsági méretezése

Számos esetben komoly nehézséget okozott a megfelelő szárnyvastagság meghatározása, ezért érdemes a témát alaposan tanulmányozni és megkísérelni, hogy csökkenthető legyen a hajócsavar szárnyakban ébredő feszültség. Ezt csak úgy lehet megtenni, ha bizonyos feltételezéseket teszünk, amelyek jogosságát egyenként igazolni kell. Annak érdekében, hogy a hajlított tartó jól ismert képletét alkalmazni lehessen a hajócsavarszárnyra, feltételezzük, hogy a szárnynak az a szelvénye, amelyet adott sugárú henger metsz ki, a hengert érintő síkba fejtethető. Ezt a szelvényt ezek után hajlított tartó szelvényeként foghatjuk fel. Ez a feltételezés valószínűleg a biztonság felé téved, mivel a tartóként kezelt hajlított szárny tényleges szilárdsága minden bizonnyal nagyobb, mint az abból kifejtett hengeres szelvényé.

Előre és hátrafelé ható erők és nyomatékok. Amikor a hajócsavarszárnyra ható erőket vizsgáljuk, érdemes ezt külön megtenni a tengelyirányú erőkkel, azaz a tolóerővel, illetve az arra merőleges keresztirányú erőkkel, amelyek a forgatónyomatékot hozzák létre. Alkalmazhatjuk *Rankine* elméletének *tárcsaelvét*, amely szerint a szárnyon egy adott sugárnál keletkező tolóerőt arányosnak vehetjük a tengelyvonaltól mért távolsággal.

Ezeket a mennyiségeket betűkkel jelölve, ha dT jelöli az elemi tolóerőt, amelyet a dr vastagságú gyűrű hoz létre r sugárnál, felírhatjuk, hogy $dT = krdr$, ahol k állandó tényező a szárny mentén, amely a teljes tolóerőtől függ. Ezt integrálva kapjuk a következő kifejezést a tolóerőre

$$T = \frac{1}{2}kr^2$$

Az integrálás intervallumának határai $d_1/2$ és $d/2$, ahol d_1 az agyátmérő és d a hajócsavar átmérője, T_0 pedig a szárnyon ébredő teljes tolóerő, felírhatjuk, hogy

$$T_0 = (k/2)((d^2/4)-(d_1^2/4))$$

Ebből kiszámíthatjuk k értékét, mivel a fenti képlet átrendezésével

$$k = 8T_0/(d^2-d_1^2)$$

Határozzuk meg a T_1 tolóerőt a szárnycsúctól az r_1 sugárig. Felírhatjuk

$$\begin{aligned} T_1 &= (k/2)((d^2/4)-r_1^2) = (4T_0/(d^2-d_1^2))((d^2/4)-(d_1^2/4)+(d_1^2/4)-r_1^2) = \\ &= T_0(1-(4r_1^2-d^2)/(d^2-d_1^2)) \end{aligned}$$

A fentiek alapján ha $r_1 = d_1/2$ (szárnytő), akkor $T_1 = T_0$, ha pedig $r_1 = d/2$ (szárnycsúcs), akkor $T_1 = 0$, ami várható. Azonban nemcsak a tolóerőt kell ismernünk minden egyes sugáron, hanem az ott ható nyomatékot is. Az r sugáron ható dT elemi tolóerő nyomatéka $dT(r-r_1) = kr(r-r_1)dr$.

Nevezzük dM_1 -nek az elemi tolóerő nyomatékát. Ekkor

$$dM_1/dr = k(r^2+r_1r) = 8T_0/(d^2-d_1^2)(r^2+r_1r)$$

$$M_1 = 8T_0/(d^2-d_1^2)[(r^3/3)-(r_1r^2/2)] \text{ az } r_1-d/2 \text{ intervallumban integrálva}$$

Egyszerűsítés után:

$$M_1 = (T_0/(3(d^2-d_1^2)))(d^3-3r_1d^2+4r_1^3)$$

Az agynál levő szelvényben $r_1 = d_1/2$, tehát behelyettesítés és egyszerűsítés után:

$$M_1 = T_0(2d^2-dd_1-d_1^2)/(6(d+d_1))$$

Tételezzük fel, hogy a tolóerő koncentráltan hat a $k_1(d/2)$ sugáron. Ezzel

$$M_1 = T_0(k_1(d/2)-(d_1/2))$$

Ha most egyenlővé tesszük M_1 két kifejezését, a következő eredményre jutunk

$$k_1(d/2)-(d_1/2) = (2d^2-dd_1-d_1^2)/(6(d+d_1))$$

amelynek egyszerűsítésével

$$k_1 = 2(d^2-dd_1-d_1^2)/(3d(d+d_1))$$

A fenti képletben k_1 értéke kizárólag a d_1 agyátmérő és a d csavarátmérő arányától függ. Numerikus értékei a következőkben láthatóak:

$d_1 = d/10$	$2d/10$	$3d/10$	$4d/10$
$k_1 = 0,673$	0,689	0,713	0,743

A k_1 tényezőnek ezek az értékei jó egyezést mutatnak azokkal az értékekkel, amelyeket teljesen más módszerekkel lehet nyerni Froude szárnyelméletének alapján. Annak értelmében k_1 megközelítően állandó, értéke 0,7.

Keresztirányú erők és nyomatékok. Foglalkozzunk most a hajócsavar forgását előidéző keresztirányú nyomatékkal, amelyet jelöljünk M_2 -vel. Jelölje dQ az elemi keresztirányú erőt font mértékegységben r sugárnál. Jelölje továbbá p az emelkedést lábban, s a szlipet, illetve e az elemi szárnyrész hatásfokát r sugáron. Ebben az esetben az a teljes

BBBZ kódex

munka, amelyet a szárnyelem végez egy fordulat alatt font x láb mértékegységben: $dQ \times 2\pi r$.

Ebből a csavar által elvégzett elemi hasznos munka

$$dQ \times 2\pi r \times e = dT \times p(1-s) = krdrp(1-s)$$

$$\text{azaz } dQ/dr = kp(1-s)/2\pi e$$

A fenti egyenlet jobb oldalán álló mennyiségek a teljes szárny mentén állandóak e kivételével, amelynek változása valószínűleg nem túl nagy a szárny azon a részén, amely a munka legnagyobb részét végzi, ezért tételezzük fel, hogy konstans, és írjuk fel a következőt: $dQ/dr = g$, ahol g konstans tényező, amelynek értékét meg kell határozni. Láttuk, hogy $dQ \times 2\pi r$ az az elemi munka font x láb mértékegységben, amelyet a szárnyelem egy fordulat alatt végez. Ebben az esetben $\int dQ 2\pi r =$ az a munka, amelyet a szárny egy fordulat alatt végez $= 33.000P_1/N$, ahol P_1 egy szárny által felvett teljesítmény. Tehát

$$\begin{aligned} 33.000P_1/N &= \int dQ 2\pi r = \int g 2\pi r dr = [\pi g r^2]_{d_1/2 \text{ és } d/2} \text{ között integrálva} \\ &= (\pi/4)g(d^2-d_1^2) \end{aligned}$$

$$\text{azaz } g = (4 \times 33.000/\pi)(P_1/N)(1/(d^2-d_1^2)) = 42.017(P_1/N)(1/(d^2-d_1^2))$$

Ezzel M_2 , vagyis a keresztirányú nyomaték bármelyik r_1 sugárnál, amelyet a szárnycsúcstól az adott r_1 sugárig az elemi keresztirányú erők okoznak, a következőképpen írható fel

$$\begin{aligned} M_2 &= \int dQ(r-r_1) = g \int (r-r_1) dr = g[(r^2/2) - rr_1]_{r_1 \text{ és } d/2} \text{ között integrálva} \\ &= (g/2)((d/2)-r_1)^2 \end{aligned}$$

A g értékének behelyettesítése és egyszerűsítés után:

$$M_2 = 5.252(P_1/N)((d-2r_1)^2/(d^2-d_1^2))$$

A keresztirányú eredő erő hatásvonalának helyét úgy határozhatjuk meg, hogy felírjuk

$$\int dQ = g \int dr = g((d/2)-r_1) \text{ az integrálás intervalluma } r_1 \text{ és } d/2 \text{ között}$$

Az erő karjának meghatározásához r_1 helyéhez képest a nyomatékat elosztjuk az eredő erővel

$$(g/2((d/2)-r_1)^2)/(g((d/2)-r_1)) = (1/2)((d/2)-r_1)$$

Tehát a keresztirányú eredő erő hatásvonala ezzel a módszerrel a szárnycsúcs és a vizsgált metszet közé esik középre.

Így ha $k_2(d/2)$ a teljes szárnyon ébredő eredő erő hatásvonalának helyét jelöli a hajócsavar tengelyétől, ahol a d_1 az agy átmérőt jelöli, felírhatjuk

$$k_2(d/2) = \frac{1}{2}d_1 + \frac{1}{2}((d/2) - (d_1/2))$$

azaz $k_2 = \frac{1}{2}(1 + (d_1/d))$

Az alábbiakban láthatjuk k_2 értékeit d_1/d függvényében.

$d_1/d =$	0,1	0,2	0,3	0,4
$k_2 =$	0,55	0,6	0,65	0,7

Ezek meglehetősen jól megegyeznek k_2 azon értékeivel, amelyeket a szárnyelmélet teljesen eltérő és sokkal bonyolultabb módszereivel kapunk meg. Ezek az utóbbiak a szokatlanul nagy 2-es emelkedésvizonyhoz tartozó 0,710 értéktől az 1-es emelkedésvizonyú csavarnál kapott 0,600 értékig változtak.

Foglaljuk össze a kapott eredményeket. Jelölje

d a hajócsavar átmérőjét lábban,

d_1 az agy átmérőjét vagy a szárnytő átmérőjét,

r_1 a sugarat addig a pontig, ahol a szelvény vastagságát akarjuk meghatározni,

T_0 egy szárny teljes tolóerejét fontban,

P_1 egy szárny által felvett teljesítményt,

N a percenkénti fordulatszámot,

M_1 a hosszirányban ható hajlító-nyomatékot az r_1 sugáron font x láb egységben,

M_2 a keresztirányú hajlító-nyomatékot az r_1 sugáron font x láb egységben.

A nyomatékokra kapott képletek

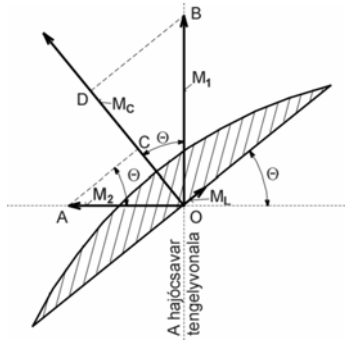
$$M_1 = (T_0/3)((d+r_1)(d-2r_1)^2)/(d^2-d_1^2)$$

$$M_2 = 5.252(P_1/N)((d-2r_1)^2/(d^2-d_1^2))$$

A nyomatékok felbontása a szelvényekkel párhuzamos és azokra merőleges

összetevőkre. Az eddig tárgyalt nyomatékok iránya fix, amely független a szelvények beállítási szögétől. A szelvények szöge azonban a sugárral változik, a következő nyilvánvaló lépés ezeknek a nyomatékoknak a felbontása a szelvény irányában és arra merőlegesen.

A szokásos hajócsavaroknál, amelyek tolóoldala valódi csavarfelület, a tolóoldal egyenes vonalban van kifejtve, és számításainknál a nyomatékokat ezzel a vonallal párhuzamosan és merőlegesen bontjuk fel. A változó emelkedésű csavarok esetében a felbontást a tolóoldal közepének érintőjével párhuzamosan végezzük. A 4.3.2.4.1.7 ábra szokásos (*Taylor idejében*) körszelet típusú szelvényt mutat hengeres alakjából kifejtve. Jelölje θ az emelkedési szöget, vagyis azt a szöget, amelyet a tolóoldal vonala zár be a tengelyre merőleges síkkal, a hajócsavar síkjával.



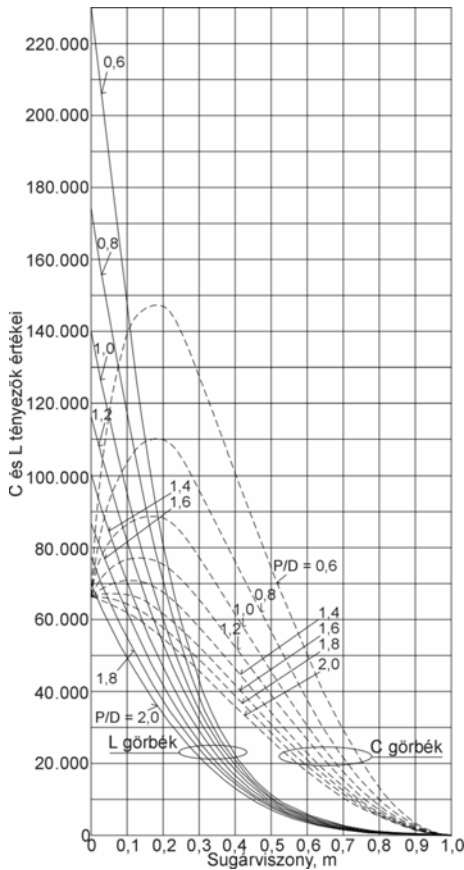
4.3.2.4.1.7 ábra A kifejtett szárnyszelvényre ható erők

Így $OB = M_1$ hosszirányú nyomaték, $OA = M_2$ keresztirányú nyomaték. Ha M_C jelöli az eredő nyomatéknak azt az összetevőjét, amely a tolóoldalra merőleges síkban hat, felírhatjuk az ábra alapján, hogy

$$M_C = OC + OD = M_1 \cos \theta + M_2 \sin \theta$$

Hasonlóképpen, ha M_l a tolóoldallal párhuzamos síkban ható nyomatékokat jelöli,

$$M_l = BD - AC = M_1 \sin \theta - M_2 \cos \theta$$



4.3.2.4.1.8 ábra C és L görbék a szelvényeket terhelő nyomatékok meghatározásához, paraméter az emelkedésviszony maximális értéke

A θ emelkedési szög az emelkedés és a sugár függvénye. Ha p az emelkedést jelöli, r_1 pedig a sugarat, akkor

$$\tan \theta = p / 2\pi r_1 = (p/d)(d/(2\pi r_1))$$

Használjuk az a jelölést a p/d , azaz az emelkedésviszony helyett. Ezzel

$$\begin{aligned} \tan \theta &= ad / (2\pi r_1) \\ \sin \theta &= ad / (a^2 d^2 + 4\pi^2 r_1^2)^{1/2} \\ \cos \theta &= 2\pi r_1 / (a^2 d^2 + 4\pi^2 r_1^2)^{1/2} \end{aligned}$$

Láttuk korábban, hogy $M_C = M_1 \cos \theta + M_2 \sin \theta$. Ha behelyettesítjük a fenti kifejezésekben kapott értékeket M_1 , M_2 , $\cos \theta$ és $\sin \theta$ helyébe, majd egyszerűsítünk, a következőt kapjuk

$$M_C = ((d-2r_1)^2 / ((d^2-d_1^2)(a^2 d^2 + 4\pi^2 r_1^2)^{1/2})) [(2\pi/3)T_0 r_1 (d+r_1) + 5.252adP_1/N]$$

Fejezzük ki r_1 és d_1 értékét a d átmérővel, ami a fő paraméter. Írjuk fel: $r_1 = md/2$ és $d_1 = cd$. Egyszerűsítés után:

$$M_C = ((1-m)^2 / ((1-c^2)(a^2 + \pi^2 m^2)^{1/2})) [(\pi/6)T_0 md(2+m) + 5.252aP_1/N]$$

Ha mindezt elvégezzük M_l esetében is, a következőhöz jutunk:

$$M_l = ((1-m)^2/((1-c^2)(a^2+\pi^2 m^2)^{1/2}))[(T_0/6)ad(2+m)-5.252(P_1/N)m\pi]$$

A konkrét hajócsavar tervezési esetekben ismerjük P_1 és N értékét, de T_0 ismeretlen. A két mennyiség közötti összefüggést kifejező képlet

$$T_0 p(1-s)N/33000 = eP_1$$

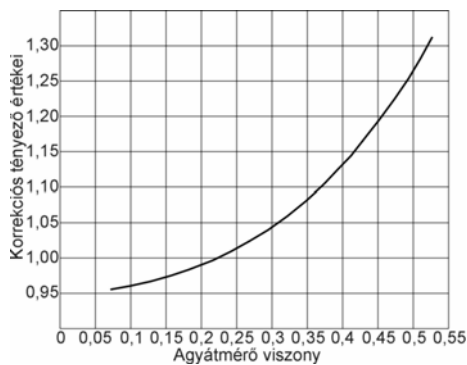
Mivel $p = ad$, ezzel

$$T_0 = 33.000eP_1/(adN(1-s))$$

A gyakorlatban e csak közelítően ismert, azonban általában kevéssel kisebb, mint $1-s$ értéke a szokásos szlipeknél, illetve nagyobb, mint $1-s$ a nagyon magas szlip értékeknél. Ha tehát feltételezzük, hogy $e = 1-s$, az azt eredményezi, hogy a T_0 értékét általában nagyobbra becsüljük a valóságosnál. Vagyis általában a biztonság felé tévedünk kis mértékben, viszont sokkal egyszerűbbé tesszük a kifejezéseket. Írjuk tehát, hogy

$$T_0 = 33.000P_1/(adN)$$

Vezessük még be a 12-es szorzót M_C és M_l esetében, hogy ezek a nyomatékok ne font x láb egységben legyenek kifejezve, mint eddig, hanem font-hüvelyk mértékegységben, hogy a hajócsavar szelvényeinek méretét hüvelykben lehessen írni.



4.3.2.4.1.9 ábra Agyátmérő viszony szerinti korrekciós tényező görbéje a C és L tényezőkhöz

Ezután helyettesítsük be T_0 fenti kifejezését M_C és M_l képletébe, szorozzuk meg 12-vel és egyszerűsítsünk. Így a következőt kapjuk

$$M_C = (63.024(1-m)^2/((1-c^2)(a^2+\pi^2 m^2)^{1/2}))[3,29(m(2+m)/a)+a](P_1/N)$$

$$M_l = (132.000(1-m)^2/((1-c^2)(a^2+\pi^2 m^2)^{1/2}))[1-m](P_1/N)$$

A fenti kifejezésekben P_1/N az a tényező, amelynek értéke az elvégzett munkától függ. A bonyolult törtekben előfordul m , amely a sugár arányos része; a , a teljes emelkedésviszony; valamint c , a hajócsavar és az agy átmérőjének viszonya. Így ezeket a bonyolult törteket egyszer s mindenkorra ki lehet számolni és diagramban felrajzolni. Ezzel tehát írhatjuk

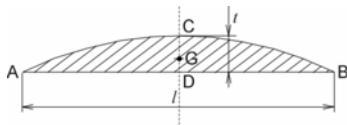
$$C = (63.024(1-m)^2/((1-c^2)(a^2+\pi^2 m^2)^{1/2})) [3,29(m(2+m)/a)+a]$$

$$L = (132.000(1-m)^2 / ((1-c^2)(a^2 + \pi^2 m^2)^{1/2}))(1-m)$$

Tehát végül is $M_C = C(P_1/N)$ és $M_I = L(P_1/N)$.

A 4.3.2.4.1.8 ábra a C és L görbéit mutatja m függvényében különböző a paramétereknél. Ezeknél a görbéknél c értékét minden esetben $2/9$ nagyságúra vettük. Ez az érték jó közelítést jelent gyakorlati célokra. Mivel azonban a nagyon nagy agyagnál korrekcióra van szükség, a 4.3.2.4.1.9 ábrán szerepel a „korrekciós tényezők görbéje” az agyátmérőkhöz. Látható, hogy $m = 2/9$ értéknél a tényező értéke egy. Kisebb agyagnál a tényező egynél kisebb, a nagyobbaknál pedig egynél nagyobb. Azonban, ha csak az agy átmérője nem éri el a hajócsavar átmérő egyharmadát, vagy esetleg még nagyobb, nincs értelme korrigálni C és L szokásos értékeit a 4.3.2.4.1.8 ábrán látható $2/9$ értékhez megrajzolt görbékhez képest.

A szelvény keresztmetszeti tényezője. A fenti kifejezésekkel a 4.3.2.4.1.8 ábra alapján olyan hajócsavarnál, amelynek ismerjük a teljesítményét és fordulatszámát, könnyen és jó közelítéssel meghatározhatjuk bármelyik szelvénynél a hossz- és keresztirányú hajlító-nyomatékokat. A következő lépés az, hogy megvizsgáljuk a szelvény szilárdságát, amihez a kifejtett szelvényt használjuk. Ezt mutatja a 4.3.2.4.1.10 ábra. Jelöljük az AB szakaszt, azaz a szelvény hüvelykben megadott hosszát l -lel, a CD szakaszt pedig, amely szintén hüvelykben a szelvény vastagsága közepén, jelölje t . Legyen a szelvény súlypontja G , amely a CD szakaszon fekszik.



4.3.2.4.1.10 ábra A kifejtett szelvény

Jelölje a DG szakaszt gt , ahol g egy szorzószám. Legyen I_C , azaz az inercianyomaték a G ponton átmenő vízszintes tengely körül $k_C l t^3$, és I_l , vagyis a CD egyenes körüli inercianyomaték $k_l l^3 t$. Az ábrán látható szelvény esetében az M_C nyomaték miatti feszültségek:

$$\text{húzófeszültség az } A \text{ és } B \text{ pontban} = (gt/k_C l t^3)M_C = (g/k_C)(M_C/l t^2)$$

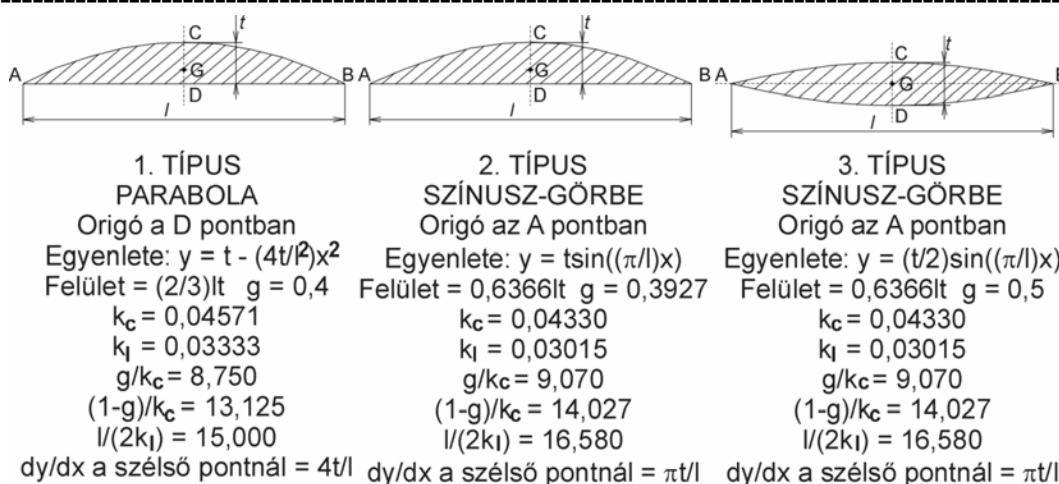
$$\text{nyomófeszültség a } C \text{ pontban} = (1-g)t/(k_C l t^3)M_C = ((1-g)/k_C)(M_C/l t^2)$$

Az M_I nyomaték miatti feszültségek, ha B a belépőél:

$$\text{húzófeszültség az } A, \text{ nyomófeszültség a } B \text{ pontban} = ((1/2)l/(k_l l^3 t))M_C = (1/(2k_l))(M_I/l^2 t)$$

Ezek a kifejezések általános jellegűek. A g , k_C és k_l szorzók a szelvény típusától függenek, az l és t pedig a szelvény méretei. Érdemes tehát kidolgozni a g , k_C és k_l tényezők értékét az előforduló metszettípusok mindegyikére.

A leggyakoribb típus (*Taylor idejében*) a körszelet profil, ahol AB egyenes vonal, az ABC görbe pedig egy körív. Ez a szelvénytípus meglehetősen nehezen számolható, mert a szorzók változnak az arányokkal. A körszelet szelvény azonban gyakorlatilag szinte ugyanaz, mint a parabolikus hátoldal, tehát használhatjuk az utóbbit.



4.3.2.4.1.11 ábra Három szárnyszelvény-típus és a számításokhoz szükséges képletek

A szokásos parabolikus hátoldal mellett két másik azonos vastagságú szárnyszelvényt is megvizsgálunk. Egyiknél a parabolát szinuszhullám szakasza helyettesíti. A másiknál a vastagság egyenlően van elosztva a tolóoldal és a hátoldal között, mindkettő szinuszgörbe. A 4.3.2.4.1.11 ábra mutatja a három szárnyszelvény típust, mindegyik alatt látható a görbét jellemző egyenlet, a kifejezések a hossza és vastagságra vonatkozóan adják meg a területet illetve a szorzók értékét. A három szárnyszelvény típus fő adatai a 4.3.2.4.1.1 táblázatban láthatóak.

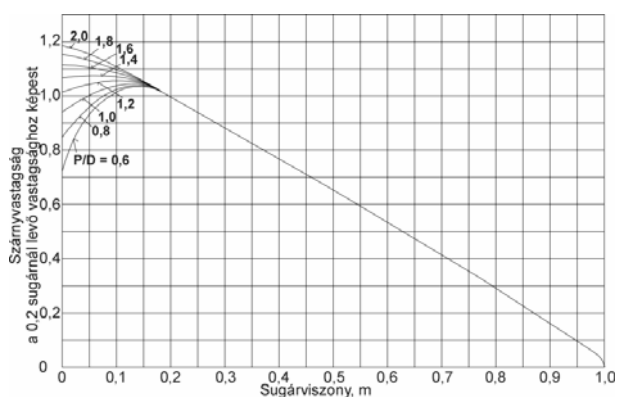
4.3.2.4.1.1 táblázat

	1-es típus	2-es típus	3-as típus
Max. húzófesz. helye	A	A	D
Max. húzófesz. képlete	$(g/k_c)(M_c/l t^2) + (1/(2k_l))(M_l/l^2 t)$	$(g/k_c)(M_c/l t^2) + (1/(2k_l))(M_l/l^2 t)$	$(g/k_c)(M_c/l t^2)$
Max. nyomófesz. helye	C	C	C
Max. nyomófesz. képl.	$((1-g)/k_c)(M_c/l t^2)$	$((1-g)/k_c)(M_c/l t^2)$	$((1-g)/k_c)(M_c/l t^2)$

Nyomófeszültségek. Nem lehet megállapítani első pillanatban, hogy az 1-es és 2-es típusoknál a legnagyobb húzófeszültség nagyobb vagy kisebb a maximális nyomófeszültségnél. A gyakorlatban alkalmazott szárnyak vizsgálatánál azonban az derült ki, hogy a nyomófeszültség a nagyobb, és így csak ezzel kell foglalkozni olyan anyagok esetében, amelyek húzó- és nyomófeszültségre azonos mértékben vehetők igénybe.

A gyakorlatban tehát az látszik a legjobb tervezési eljárásnak, ha a szárny vastagságát a nyomófeszültség figyelembe vételével határozzuk meg, és aztán ellenőrizzük a meghatározott vastagságnál fellépő húzófeszültséget. Az olyan ritka esetekben, amikor a húzófeszültséget túl magasnak találjuk, könnyen elvégezhetjük a szükséges változtatásokat. A szárny hátoldalának közepénél ébredő nyomófeszültség képlete font per négyzethüvelykben a következő

$$\text{nyomófeszültség} = ((1-g)/k_c)(M_c/l t^2)$$



4.3.2.4.1.12 ábra Szükséges szárnyvastagságok görbéi a hátoldal felezővonalában állandó nyomófeszültség esetén

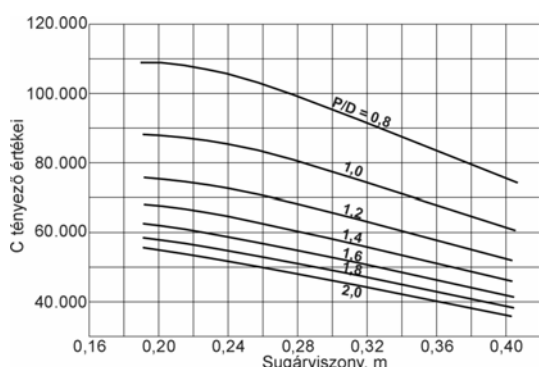
A hajlító-nyomaték $M_C = CP_1/N$, a 4.3.2.4.1.11 ábrából pedig látható, hogy mind a három szárnytípusnál a biztonságos érték $(1-g)/k_C$ számára 14. Tehát végül a számunkra legjobban használható képlet: maximális

nyomófeszültség a hátoldal közepén

$$= 14C(P_1/N)(1/l^2)$$

font per négyzethüvelykben, ahol C a 4.3.2.4.1.8 ábrából vehető ki.

A fenti képlet és a 4.3.2.4.1.8 ábra segítségével meghatározhatjuk a feszültséget, mégpedig nemcsak a szárnytő szelvényében, hanem a sugár mentén bármelyik pontban. A 4.3.2.4.1.12 ábra egy 0,2 közepes szárnyszélesség viszonyú, viszonylag széles szárnycsúccsal bíró csavarnál mutatja a szelvény közepén szükséges szárnyvastagságokat a 0,2 sugárviszonynál levő vastagság százalékában.



4.3.2.4.1.13 ábra A C tényező értékei az agy közelében

Az ábra független változója a sugárviszony, és a különböző emelkedésvizonyokhoz tartozó görbéket konstans nyomófeszültség értékhez rajzolták meg. A 0,2 sugárviszonyon túl a különböző emelkedésvizony értékekhez tartozó görbék annyira közel adódnak ki, hogy nem lehet

őket megkülönböztetni, 0,2 sugárviszony alatt a görbék szétváltnak. Megfigyelhető, hogy a vastagsági görbe külső szakasza az ábrán nem egyenes, hanem kissé ívelt. Ez az íveltség azonban annyira csekély, hogy ha a hátoldal vonalát sugárirányban egyenesre választjuk, mivel a csúcsonál a vastagság nem zéró értékű, hanem a minimális önthető vastagsággal egyenlő, a feszültség gyakorlatilag konstans marad. Ha a hátoldal vonala nem egyenes lenne, hanem konkáv alakot venne fel, az egyeneshez képest csökkenteni lehetne a vastagságot és növelhető lenne a hatásfok a nagyobb sebességű hajócsavaroknál.

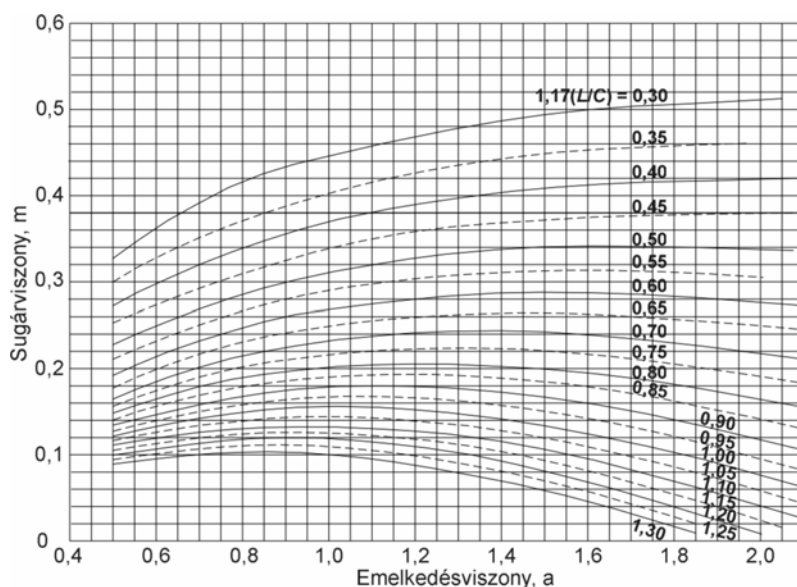
Az ábra azt is szemlélteti, hogy a kis aggyal rendelkező hajócsavaroknál – a hajócsavar átmérő 0,2-szeresénél kisebb – a vastagságot nem a szárnytőnél kell meghatározni, hanem a 0,2 sugárviszonynál, és az egyenes vonalat az agy felé meg kell hosszabbítani. A tervezési munka megkönnyítése érdekében került sor a 4.3.2.4.1.13 ábra

összeállítására. Ez az ábra a C értékeit tartalmazza a 0,2 és 0,4 sugárviszony között 0,8 és 2,0 közötti emelkedésviszonyú hajócsavarokhoz, tehát a gyakorlatban legfontosabb tartományban.

Húzófeszültségek. Ha visszatérünk a húzófeszültségek kérdéséhez, azt látjuk, hogy a 3-as típusú szelvény a legegyszerűbb. Ugyanakkora a maximális húzófeszültség értéke is, mint a nyomófeszültségé. Ezt a szelvényt azonban nem szívesen alkalmazzák. Az 1-es és 2-es típusú szelvényeknél az ügy nem ilyen egyszerű. Ha az A pontban ébredő maximális húzófeszültséget és a C pontban ébredő maximális nyomófeszültséget vesszük, és t_1 -gyel jelöljük a húzófeszültség tényezőt, azaz a maximális húzófeszültség és maximális nyomófeszültség viszonyát, annak képletét a következőképpen írhatjuk fel

$$t_1 = ((g/k_C)(M_C/l^2) + (1/(2k_l))(M_l/l^2 t)) / (((1-g)/k_C)(M_C/l^2))$$

Tudjuk, hogy $M_l/M_C = L/C$, a 4.3.2.4.1.11 ábrából pedig bizonyos közelítéssel megkapjuk, hogy $g = 0,4$ és $k_l = 0,71k_C$.



4.3.2.4.1.14 ábra Az $1,17(L/C)$ tényező görbéi az emelkedésviszony és a sugárviszony függvényében

Amellyel egyszerűsítés után

$$t_1 = 0,666 + 1,17(L/C)(t/l)$$

L és C a 4.3.2.4.1.8 ábrában van megadva, a számítás további

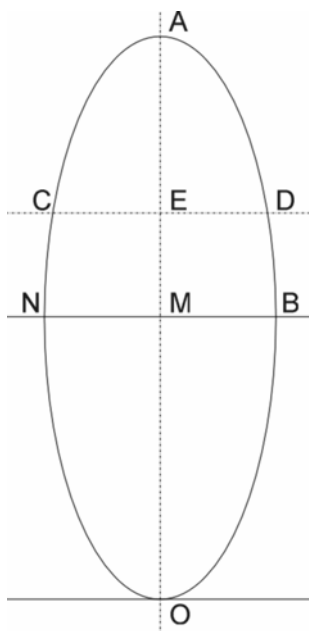
megkönnyítéséhez azonban a 4.3.2.4.1.14 ábra megadja az $1,17(L/C)$ görbéit $m = 0,1$ és $0,4$ között, illetve a $0,6-2,0$ emelkedésviszony tartományra. Ez a gyakorlatban használt teljes tartomány. Azonban a keskeny öntöttvas szárnyaknál, ahol általában kicsi az agy, óvatossá kell lennünk a húzófeszültségek meghatározása során.

A centrifugális erő által keltett feszültségek. A hajócsavar szárnyban a tolóerő és a nyomaték által keltett feszültségeken kívül azok a nem elhanyagolható mértékű feszültségek is jelen vannak, amelyeket a centrifugális erő ébreszt. Ezeket bizonyos közelítéssel minden esetben komolyabb nehézség nélkül ki lehet számítani. Ha W jelöli a hajócsavar szárnynak azon részének a súlyát, amely egy adott szelvényhez tartozó r_1 sugáron kívül esik, r_2 a szárnyrész súlypontjához tartozó sugarat, v pedig a súlypont kerületi sebességét, illetve g szokás szerint a gravitációs gyorsulás jelölésére szolgál,

akkor a szárnyrész forgása által okozott centrifugális erő a súlyponton áthaladó erő lesz, amely merőleges a forgástengelyre. Az erő nagysága fontban a következő képlettel írható fel

$$= (W/g)(v^2/r_2)$$

Az erő és annak hatásvonala ismeretében a szárnyrész vizsgált szelvényében ébredő feszültségeket a szilárdságtan módszereivel lehet meghatározni.



4.3.2.4.1.15 ábra Ellipszis alakú nyújtott szárnyfelület

Érdemes azonban elvégezni az általános matematikai vizsgálatot egy olyan esetben, amely kellően egyszerű ahhoz, hogy ezt el lehessen végezni, ugyanakkor eléggé hasonlít a valóságos hajócsavaroknál előforduló esetekre, és így lehetővé teszi számunkra, hogy alkalmazzuk a matematikai vizsgálat eredményeit, legalábbis kvalitatív módon, a valóságos hajócsavarokra. Ezen a módon általánosíthatjuk azokat a törvényszerűségeket, amelyek a hajócsavarszárnyakban a centrifugális jelenség hatására ébredő feszültségekre érvényesek.

A 4.3.2.4.1.15 ábra egy ellipszis alakú *nyújtott* szárnyat mutat, amely érinti a tengelyt az O pontban. Koncentráljuk mindegyik szelvény súlyát, amilyen pl. a CD , a szárny középvonalára, ebben az esetben a E pontba. Legyen bd a BN kistengely jelölése, ahol d a hajócsavar átmérője, b pedig egy törtszám.

Az ellipszis egyenlete az O pontra vonatkozóan, ahol a tengelyt érinti, a következő

$$y = b(2dr - 4r^2)^{1/2}$$

ahol r a sugarat jelenti, y pedig a félszélességet r sugárnál.

Ezzel a szelvényhossz

$$= 2y = 2b(2dr - 4r^2)^{1/2}$$

Helyettesítsük be r helyébe $md/2$, ahol m a hajócsavar sugárhoz képesti sugárviszony, amely zero O pontban és egységnyi értékű A pontban. A szelvényhossz ezzel

$$= 2bd(m - m^2)^{1/2}$$

A vastagságot illetően a tengelyen mért vastagság τd , ahol τ a szárnyvastagság tényező. A szárnycsúcs vastagságát nem szilárdsági megfontolások vezérlik, mivel az öntési, stb. követelményektől függ, általában jóval nagyobb, mint amit a szilárdság megkövetel. A centrifugális erő vizsgálatánál viszont biztosaknak kell lennünk abban, hogy nem becsüljük alá, ezért feltételezzük, hogy a vastagság a csúcsnál a tengelyen mért

vastagság 0,15-szöröse. A nagyobb hajócsavaroknál a gyakorlatban ennél kisebb. Ebben az esetben, mivel a hátoldal középvonala egyenes vonal, a vastagság m -nél $\tau d(1-0,85m)$. Egyszerűség kedvéért tételezzük fel, hogy a metszet parabolikus, a szelvény területe

$$\begin{aligned} &= (2/3) \times \text{szélesség} \times \text{vastagság} = (2/3)(2bd(m-m^2)^{1/2})(\tau d(1-0,85m)) = \\ &= (4\tau bd^2/3)(1-0,85m)(m-m^2)^{1/2} \end{aligned}$$

Ezután már meg lehet határozni az m mint független változó függvényében felrajzolható görbék pontjait, és azokat grafikusan integrálni lehet a kívánt értékek meghatározásához.

Az elemi szárnytér fogat: szelvényterület $\times dr$

Mivel $r = md/2$, ezért $dr = (d/2)dm$

Tehát az elemi térfogat

$$= (2\tau bd^3/3)(1-0,85m)(m-m^2)^{1/2}dm$$

Legyen δ a szárny anyagának fajsúlya font per köblábban

$$\text{elemi súly} = (2\delta\tau bd^3/3)(1-0,85m)(m-m^2)^{1/2}dm$$

$$\text{elemi centrifugális erő} = (\omega^2 r/g) \times \text{súly} = (\omega^2 md/2g) \times \text{súly} =$$

$$= (\omega^2 \delta\tau bd^4/3g)m(1-0,85m)(m-m^2)^{1/2}dm$$

Nevezzük az $\int (m(1-0,85m)(m-m^2)^{1/2})dm$ kifejezést $\phi_1(m)$ -nek, ami m függvénye (integrálás intervalluma 1 és m között).

Ezzel a teljes centrifugális erő a csúcstól az m szelvényig

$$= (\omega^2 \delta\tau bd^4/3g)\phi_1(m)$$

Ha nincs hátrahajlás, a centrifugális erő egyszerűen húzófeszültséget okoz a teljes szelvényben. Ez a feszültség

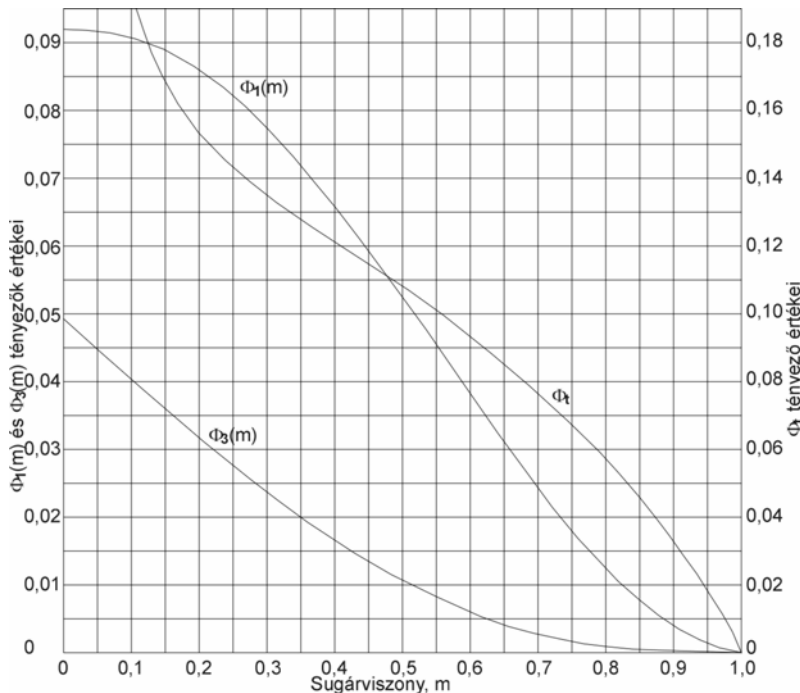
$$\begin{aligned} \text{erő/felület} &= ((\omega^2 \delta\tau bd^4/3g)\phi_1(m))/((4\tau bd^2)(1-0,85m)(m-m^2)^{1/2}) \\ &= (\omega^2 \delta d^2)\phi_1(m) / (4g(1-0,85m)(m-m^2)^{1/2}) \end{aligned}$$

font per négyzetlábban

Ha font per négyzethüvelykben fejezzük ki, a feszültség értéke 1/144-ed része lesz a font per négyzetlábban számolt értéknek. Tehát a feszültség képlete font per négyzethüvelykben abban az esetben, ha nincs hátrahajlás

$$= (\omega^2 \delta d^2)\phi_1(m) / (576g(1-0,85m)(m-m^2)^{1/2}) = ((\omega^2 \delta d^2)/576g)\phi_2(m)$$

Látható tehát, hogy egy olyan hajócsavarszárnnyban, amelynek nincs hátrahajlása, a centrifugális erő okozta húzófeszültség a szárny anyagának fajsúlyától, a szárnycsúcs kerületi sebességének négyzetétől, azaz az $(\omega d)^2$ mennyiségtől és a $\phi_2(m)$ mennyiségtől függ, amely a szelvény sugárirányú helyének, a szárny alakjának, arányainak függvénye, azonban a feszültség független a mérettől és az emelkedéstől.



4.3.2.4.1.16 ábra Az ellipszis alakú szárnyakban ébredő centrifugális feszültségek számításánál használt $\Phi_1(m)$, Φ_i és $\Phi_3(m)$ tényezők görbéi

A szögsebességet azonban sokkal jobb az N percenkénti fordulatszámmal kifejezni, így ω helyére a $2\pi N/60$ kifejezést tesszük. A másik egyszerűsítés, hogy elkerülhessük a kis tizedes számok

alkalmazását, bővítsük a törtet egy millióval. Ebben az esetben a hátrahajlás nélküli szárnyakban a centrifugális erőből keletkező húzófeszültség font per négyzethüvelyk egységben

$$\begin{aligned}
 &= (4\pi^2 N^2 / 3.600) \times (\delta d^2 / 576g) \times (1.000.000 / 1.000.000) \phi_2(m) = \\
 &= (\delta d^2 N^2 / 1.000.000) [4.000.000 \pi^2 \phi_2(m) / (3.600 \times 576g)] = \\
 &= (\delta d^2 N^2 / 1.000.000) [((4.000.000 \pi^2) / (3.600 \times 576g)) (\phi_1(m) / ((1 - 0,85m)(m - m^2)^{1/2}))] \\
 &= \\
 &= (\delta d^2 N^2 / 1.000.000) \phi_i
 \end{aligned}$$

A 4.3.2.4.1.16 ábra a $\phi_1(m)$ és ϕ_i görbéit mutatja. Jól látható, hogy $\phi_1(m)$, amely a teljes centrifugális erővel arányos, mindig nő a csúcstól a tengely felé haladva, ahogy várható. Mivel a feltételezett szárnynak a tengelyen nincs keresztmetszeti felülete, ϕ_i , amely a feszültséggel arányos, végtelen értékű a tengelynél, de gyorsan csökken, ahogy kifelé haladunk.

Mi azonban leginkább a hátrahajlás, vagyis a szárny ferdeségének hatását szeretnénk

megvizsgálni a centrifugális erő miatt a hajócsavarszárnnyban ébredő feszültségre. Jelölje id a szárny teljes hátrahajlását középvonala mentén, ahol i egy viszonylag kis törtszám, és tételezzük fel, hogy a szelvény súlya koncentrálna van a középvonalra. Ebben az esetben idm jelenti a hátrahajlást a tengelytől az m értéknek megfelelő sugárig.

Határozzuk meg most azt a nyomatékot, amelyet a centrifugális erő abban a szelvényben hoz létre, amely m_1 -nek felel meg.

Az m_1 -től kifelé eső m -nél az elemi erő a korábbiak szerint

$$= (\omega^2 \delta \tau b d^4 / 3g) m (1 - 0,85m) (m - m^2)^{1/2} dm$$

Karja m_1 sugárhoz képest $id(m - m_1)$. Ebből az elemi nyomaték

$$= (\omega^2 \delta \tau b d^5 / 3g) m (m - m_1) (1 - 0,85m) (m - m^2)^{1/2} dm$$

A nyomaték m_1 -re

$$= (\omega^2 \delta \tau b d^5 / 3g) [(m^2 (1 - 0,85m) (m - m^2)^{1/2}) dm - m_1 [(m (1 - 0,85m) (m - m^2)^{1/2}) dm]$$

Az integrálás intervalluma mindkét esetben 1 és m_1 között.

A második integrál $\phi_1(m)$, azonban az egészet jelölhetjük $\phi_3(m_1)$ kifejezéssel, és miután grafikus integrálással megkaptuk az eredményeket használhatjuk m -et m_1 helyett. Tehát a nyomaték a csúcstól m -ig

$$= (\omega^2 \delta \tau b d^5 / 3g) \phi_3(m) = M'$$

Az M_1 nyomaték abban a síkban hat, amely átmegy a tengelyen és a szárny középvonalán. A szelvényre gyakorolt hatását akkor tudjuk legjobban vizsgálni, ha felbontjuk a szelvénnel párhuzamos és arra merőleges összetevőkre.

Ha θ az emelkedési szög r sugárnál, $\tan \theta = p / (2\pi r) = p / \pi m d = a / \pi m$ amennyiben a -t használjuk a p/d emelkedésvizony jelölésére.

$$\text{Ebből } \sin \theta = a / (a^2 + \pi^2 m^2)^{1/2} \text{ és } \cos \theta = \pi m / (a^2 + \pi^2 m^2)^{1/2}$$

Ha M_C' és M_l' a szárny tolóoldalára merőleges és azzal párhuzamos nyomaték-összetevőket jelöli, felírhatjuk

$$M_C' = M' \cos \theta = (\omega^2 \delta \tau b d^5 / 3g) \pi \phi_3(m) (m / (a^2 + \pi^2 m^2)^{1/2})$$

$$M_l' = M' \sin \theta = (\omega^2 \delta \tau b d^5 / 3g) \phi_3(m) (a / (a^2 + \pi^2 m^2)^{1/2})$$

Végül pedig, ha a szelvény közepén elhelyezzük azokat az erőket, amelyek a nyomatékot létrehozó erőkkel azonos nagyságúak és ellentétes értelműek, úgy találjuk, hogy a szelvényre egy erő és két erópár hat. Az erő azzal a kifelé irányuló erővel

egyezik meg, amely akkor hat, ha nincs hátrahajlás. Az erőpárok merőlegesek a szelvényre illetve azzal párhuzamosak, és nyomatékuk fent látható. A következőkben megadjuk az erő és az erőpárok hatásait, utalunk a 4.3.2.4.1.10 ábrára, ahol B a belépőél.

1. Az erő a teljes szelvényben húzófeszültséget ébreszt.
2. A szelvényre merőleges erőpár nyomófeszültséget hoz létre C pontban és húzófeszültséget A és B pontban.
3. A szelvénnel párhuzamos erőpár húzófeszültséget okoz A pontban és nyomófeszültséget B pontban.

Amikor a tolóerő és a forgatónyomaték által ébresztett feszültségeket vizsgáltuk, úgy találtuk, hogy a maximális nyomófeszültség C pontban ébred, a maximális húzófeszültség pedig A pontban. A centrifugális jelenség nyilvánvalóan jobban növeli a húzófeszültséget A pontban, mint B pontban. Emiatt a húzófeszültség szempontjából a centrifugális hatást csak A pontban kell vizsgálnunk.

Ami a nyomófeszültséget illeti, amikor nem vesszük figyelembe a centrifugális hatást, a maximális feszültség C pontban ébred. Az általa okozott húzófeszültség B és C pontban azonos mértékben csökkenti a nyomófeszültséget. A párhuzamos nyomaték növeli a nyomófeszültséget B -ben, a merőleges nyomaték pedig növeli a nyomófeszültséget C -ben. Azt kell kideríteni, melyik a nagyobb növelő hatás, és ha C pontban nagyobb a nyomófeszültség, akkor csak ott kell ellenőriznünk.

A parabola alakú szelvényekhez szükséges szorzókat a 4.3.2.4.1.11 ábrán találjuk.

Vegyük először a húzófeszültség növekedését A pontban. Három értékünk van.

Először az erő által okozott feszültség font per négyzethüvelykben

$$= ((\omega^2 \delta d^2)/576g)\phi_2(m)$$

Utána a szelvényre merőleges nyomaték által keltett feszültség

$$= 8,75 \times 12M_C/l^2$$

ahol a 12-es szorzóra azért van szükség, mert a feszültségeket négyzethüvelykre vonatkozóan akarjuk meghatározni, M_C pedig font x láb egységben szerepel.

A szelvényhossz értéke lábban $l = 2bd(m-m^2)^{1/2}$, ami $= 24bd(m-m^2)^{1/2}$ hüvelykben.

Ugyanígy a vastagság lábban $t = \tau d(1-0,85m)$, ez $= 12\tau d(1-0,85m)$ hüvelykben.

Tehát a húzófeszültség négyzethüvelykre vonatkoztatva A pontban a keresztirányú nyomaték miatt

$$= 105M_C'/(24 \times 144b\tau^2 d^3(m-m^2)^{1/2}(1-0,85m)^2)$$

Behelyettesítve M_C' értékét a húzófeszültség A pontban a keresztirányú nyomaték miatt

$$= (35\pi\omega^2 \delta \tau b i d^5 \phi_3(m)m) / ((1.152 \times 3)gb\tau^2 d^3(m-m^2)^{1/2}(1-0,85m)^2(a^2+\pi^2 m^2)^{1/2}) =$$

$$= (35/3.456)(\pi/g)(i/\tau)(\omega^2 \delta d^2 \phi_3(m)m)/((m-m^2)^{1/2}(1-0,85m)^2(a^2+\pi^2 m^2)^{1/2})$$

Végül a szelvénnel párhuzamos nyomaték miatt ébredő feszültség A pontban

$$= 15 \times 12M_L' / l^2 t$$

Hasonló egyszerűsítés után megkapjuk a szelvénnel párhuzamos nyomaték miatt A pontban ébredő feszültséget

$$= (5/576)(1/g)\omega^2 \delta(i/b)d^2(\phi_3(m)a/((m-m^2)(1-0,85m)(a^2+\pi^2 m^2)^{1/2}))$$

Tételezzük fel, hogy F -fel jelöljük magát a centrifugális erő által ébresztett font per négyzethüvelyk húzófeszültséget, és a többi húzófeszültséget ennek függvényében fejezzük ki.

Felírhatjuk:

$$F = (\omega^2 \delta d^2 / 576g) \phi_2(m) = (\omega^2 \delta d^2 / 576g)(\phi_1(m)/((1-0,85m)(m-m^2)^{1/2}))$$

Most az A pontban a szelvényre merőleges nyomaték által ébresztett húzófeszültség:

$$= (35\pi/6)F(i/\tau)(\phi_3(m)/\phi_1(m))(m/((1-0,85m)(m-m^2)^{1/2})) = (2/3)F(i/\tau)\phi_4$$

Az A pontban a szelvénnel párhuzamos nyomaték által keltett húzófeszültség pedig:

$$= 5F(i/b)(\phi_3(m)/\phi_1(m))(a/((m-m^2)^{1/2}(a^2+\pi^2 m^2)^{1/2})) = F(i/b)\phi_5$$

A fenti kifejezésekben ϕ_4 és ϕ_5 tartalmazza a és m értékét is, és ezért ezeknek a kifejezéseknek az értékeit legjobban paraméteres görbeseregéből álló diagramokban lehet megadni.

Vizsgáljuk meg most a C pontban a szelvényre merőleges nyomaték által ébresztett nyomófeszültséget. Ez a következőképpen fejezhető ki:

$$= (13,125 \times 12)M_C' / (lt^2)$$

A korábbiakhoz hasonlóan a szelvényhossz és vastagság hüvelykben

$$l = 24bd(m-m^2)^{1/2}$$

$$t = 12\tau d(1-0,85m)$$

A nyomófeszültség értéke ebből

$$= (13,125 \times 12)M_C' / ((24 \times 144)b\tau^2 d^3(m-m^2)^{1/2}(1-0,85m)^2) =$$

$$= (13,125/288)(\pi/3g)(\omega^2 \delta \tau b i d^5 \phi_3(m)m / (b\tau^2 d^3(m-m^2)^{1/2}(1-0,85m)^2(a^2+\pi^2 m^2)^{1/2})) =$$

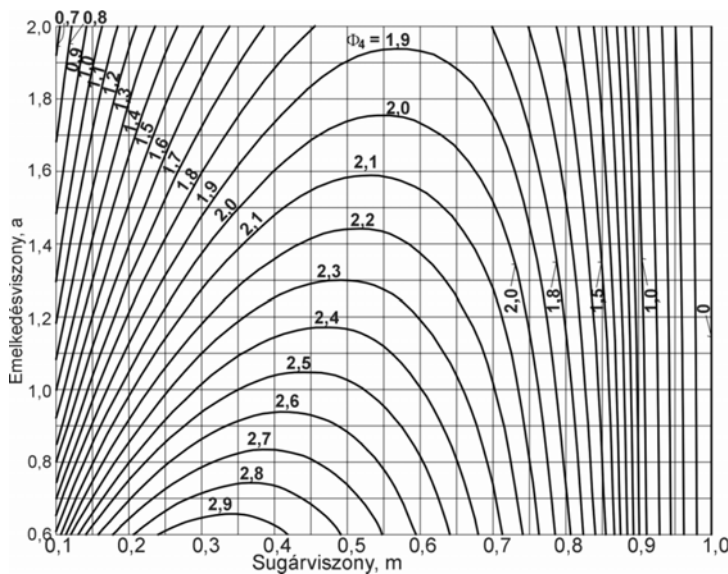
$$= (26,25/576g)(\pi/3)\omega^2 \delta d^2(i/\tau)(\phi_3(m)m/((m-m^2)^{1/2}(1-0,85m)^2(a^2+\pi^2m^2)^{1/2}))$$

A nyomófeszültség F függvényeként C pontban

$$= F(i/\tau)(26,25\pi/3)(\phi_3(m)/\phi_1(m))(m/((1-0,85m)^2(a^2+\pi^2m^2)^{1/2})) = F(i/\tau)\phi_4$$

Ezzel már ki tudjuk fejezni a C pontban ébredő többlet nyomófeszültség és a B pontban a szelvénnel párhuzamos nyomaték miatt ébredő nyomófeszültség hányadosát. Az utóbbi megegyezik nagyságra az A pontban a szelvénnel párhuzamos nyomaték miatt ébredő húzófeszültséggel

$$= 5F(i/b)(\phi_3(m)/\phi_1(m))(a/((m-m^2)^{1/2}(a^2+\pi^2m^2)^{1/2}))$$



4.3.2.4.1.17 ábra A Φ_4 tényező görbéi

Tehát a két feszültségérték hányadosa

$$= (26,25\pi/15)(b/\tau)(m/a)((m-m^2)^{1/2}/(1-0,85m))$$

Kijelenthetjük biztonsággal, hogy a gyakorlatban b nagyobb, mint 4τ . Ha feltételezzük, hogy $b = 4\tau$, illetve $\pi = 22/7$, a fenti hányados

$$= 22(m/a)((m-m^2)^{1/2}/(1-0,85m))$$

Az agy esetében m értékét 0,2-re vagy többre vehetjük.

Ha $m = 0,2$ értéket helyettesítünk be, a fenti viszonszám $= 2,12/a$. Ezzel a gyakorlatban előforduló hajócsavaroknál a C pontban a centrifugális erő miatt ébredő többlet nyomófeszültség mindig kisebb lesz, mint a B pontban a párhuzamos nyomaték által keltett. Ne felejtjük el azt sem, hogy B pontban a merőleges nyomaték miatt van egy ezzel ellentétes húzófeszültség is, tehát nyilvánvaló, hogy a maximális nyomófeszültség C pontban ébred, és emiatt csak ezzel kell törődni.

A 4.3.2.4.1.17 és 4.3.2.4.1.18 ábra a ϕ_4 és ϕ_5 görbéit mutatja a és m függvényében, a $\phi_1(m)$, ϕ_2 és $\phi_3(m)$ görbéi pedig, amelyek csak m -től függnek, a 4.3.2.4.1.16 ábrán láthatóak.

Végül a következő három képletünk van a centrifugális erő miatt ébredő feszültségekre font per négyzethüvelyk egységben.

Hátrahajlás nélkül húzófeszültség:

$$= F = (\delta d^2 N^2 / 1.000.000) \phi_t$$

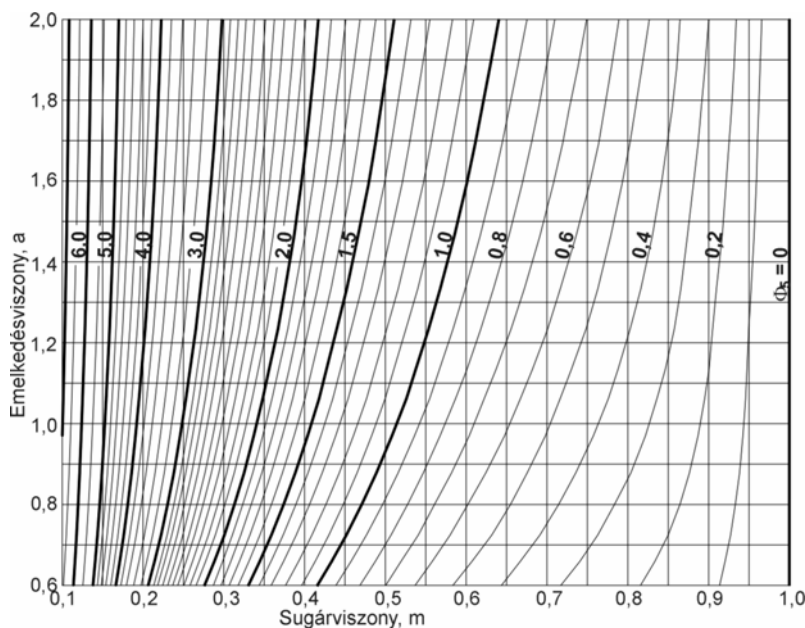
Többszörös nyomófeszültség a szárny hátoldalának közepén:

$$= F((i/\tau)\phi_4 - 1) =$$

$$= (\delta d^2 N^2 / 1.000.000) \phi_t((i/\tau)\phi_4 - 1)$$

Többszörös húzófeszültség a kilépőélnél:

$$= F((2/3)(i/\tau)\phi_4 + (i/b)\phi_5 + 1) = (\delta d^2 N^2 / 1.000.000) \phi_t((2/3)(i/\tau)\phi_4 + (i/b)\phi_5 + 1)$$



4.3.2.4.1.18 ábra A ϕ_5 tényező görbéi

A fenti képletekben i a hátrahajlás és az átmérő hányadosa, τ a tengelyen mért szárnyvastagság és az átmérő hányadosa, b pedig a maximális szárny szélesség és az átmérő hányadosa, amelyet helyettesíthetünk az 1,188 x (közepes szárny szélesség viszony) mennyiséggel.

A fenti képletek és a hozzájuk tartozó ábrák szigorúan csak olyan hajócsavar szárnyakra érvényesek, amelyek kiterített felülete olyan ellipszis, amely érinti a tengelyt, és a szárnyvégnél a vastagság a tengelyen mért vastagság 0,15-szöröse.

Ezt a módszert fel lehet használni arra, hogy a $\phi_1(m)$, ϕ_t , $\phi_3(m)$, ϕ_4 és ϕ_5 görbéket bármilyen szárnytípushoz meg lehessen határozni, a 4.3.2.4.1.16, 4.3.2.4.1.17 és 4.3.2.4.1.18 ábra azonban a gyakorlatban jó közelítéssel alkalmazható bármilyen szárnyformájú körszelet szelvényekkel rendelkező szárny esetében, amennyiben az nem nagyon tér el az ellipszistől.

Mivel a centrifugális erő miatti feszültségek a szárnycsúcs-sebesség négyzetével nőnek, nyilvánvaló, hogy sokkal jobban oda kell rájuk figyelni a gyorsan forgó hajócsavarok esetében, mint a mérsékelt fordulatszámúaknál. Tételezzük fel, hogy olyan bronz hajócsavarról van szó, amelynél a dN értéke 4.000, vagyis a szárnycsúcs kerületi sebessége több, mint 12.000 láb per perc. Bronznál kb. $\delta = 525$ fajsúllyal lehet számolni. A húzófeszültség az erő miatt így $F = 525 \times 16 \phi_t = 8.400 \phi_t$. Az $m = 0,3$ sugárviszonynál $\phi_t = 0,135$ hozzávetőleg, így $F = 1.134$. Ha az emelkedésviszony 1

körül van, kb. $\phi_4 = 2 \frac{1}{3}$, és ha i/τ értéke 3 körül van, vagyis a hátrahajlás háromszor akkora, mint a tengelyen mért vastagság, akkor $(i/\tau)\phi_4 - 1 = 6$, vagyis a 0,3 sugárviszonynál a többlet nyomófeszültség értéke 6.700, ami jelentős érték. Amint a csúcs sebessége csökken, a centrifugális erő okozta feszültségek gyorsan csökkennek, de jó megoldásnak látszik a hátrahajlás elhagyása, hogy értékük csökkenjen. Emellett talán még az is tanácsos, hogy a nagy sebességű hajócsavaroknál kis mértékű előrehajlást alkalmazzunk, ami a centrifugális hatás miatti húzó- és nyomófeszültségek kiegyenlítését teszi lehetővé. Hátramenetben a centrifugális hatás és a tolóerő miatti feszültségek szuperponálódnak, de hátramenetben a hajócsavarokat nem járattják teljes sebességgel.

A centrifugális erő okozta feszültségek számításánál a δ értéke bronznál 525, öntöttvasnál 450 és öntött acélnál 475.

A gyakorlatban megengedhető feszültségek. A nagy sebességű hajócsavaroktól eltérően, amelyeknél a centrifugális erő által keltett feszültségek számítását külön kell elvégezni, az esetek többségében ezek a feszültségek nem túlzottan jelentősek, és figyelembe lehet őket venni úgy, hogy kisebb megengedett feszültségértékeket használunk a fő funkcióból származó feszültségek számításához használt alábbi képletekben. Nyomófeszültség font per négyzethüvelykben

$$S_C = 14C(P_1/N)(1/Lt^2)$$

Húzófeszültség font per négyzethüvelykben

$$S_T = S_C(0,666+1,17)(Lt/(Cl))$$

Amikor bármilyen hajócsavarszárny esetén ezeket a képleteket alkalmazzuk a szárnytő szelvényére, ismerjük C , P_1 , N és L értékét. Ebből kiszámítjuk t -t úgy, hogy megfelelő értéket adunk S_C -nek, majd kiszámítjuk S_T értékét, és megnézzük, annak az értéke megfelelő-e. De végül is, hogy milyen a megfelelő S_C érték az egyes anyagok esetén, amelyekből hajócsavar-szárnyak készülhetnek, azt nem lehet önkényesen eldönteni kizárólag az anyag húzó- vagy nyomószilárdsága alapján. Egyrészt képleteink közelítéseket tartalmaznak.

A szilárdságtani elvek alkalmazhatósága érdekében azzal kezdtük a vizsgálatot, hogy a szárny hengeres szelvényét ideális sík szelvénybe fejtettük ki. Valószínű, hogy ez az ideális szelvény gyengébb, mint a valóságos szelvény, különösen a változó emelkedésű hajócsavarok esetében. Ha tehát ez lenne az egyetlen zavaró tényező, a képletekben magasabb feszültségeket engedhetnénk meg, mert a képletekből meghatározható feszültségek nagyobbak lennének a valóságos feszültségeknél. Amikor azonban a hajócsavarok üzemi körülményeit vesszük figyelembe, számos egyéb zavaró körülményt találunk, amelyeket nem tudunk számításba venni. A képletben P_1 a csavarszárny által felvett átlagos teljesítmény. A szárny azonban a csavarkör felületén uralkodó sodoreloszlás miatt még sima vízen is az átlagosnál több teljesítményt vesz fel egy fordulat megtétele során az egyik szakaszban, illetve kevesebbet egy másik

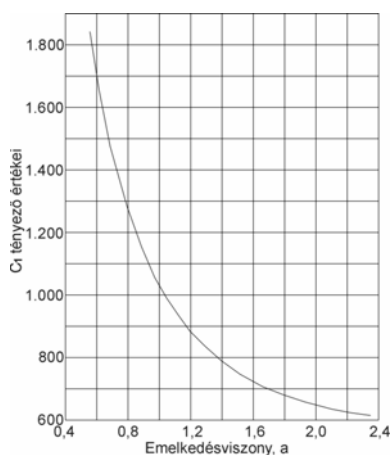
részében. Hullámos vízen pedig a hajó mozgásának és a hajócsavar kiemelkedésének köszönhetően megtörténhet, hogy a szárnyban olyan feszültségek ébrednek, amelyek jócskán meghaladják az átlagos felvette teljesítménynek megfelelő értékeket. Ez különösen a turbinával hajtott hajócsavarokra lehet igaz. A dugattyús gépeknél olyan esetben, amikor a hajócsavar abnormálisan nagy ellenállásba ütközik, a főgép igen hamar lelassul, a mozgó alkatrészek kinetikai energiája pedig hamar felemészthető. A turbináknál azonban sokkal nagyobb a mozgó alkatrészeknek a hajócsavarkör felületének egységére eső kinetikai energiája, mint a dugattyús gépeknél, a lendkerékhatás pedig, amelyet a mozgó alkatrészek okoznak, képes viszonylag nagy többletfeszültséget ébresztetni.

Ahhoz, hogy tudományos pontossággal lehessen meghatározni a megengedhető feszültségeket a képletben való alkalmazáshoz, valószínűleg természetes nagyságban kellene elvégezni hajócsavarokon a roncsolásos tesztek – ami a gyakorlatban nem kivitelezhető. A legjobb megoldás az lenne, ha olyan hajócsavarokhoz, amelyek már a szolgálat során megfelelőnek bizonyultak, kiszámolnánk a képlettel a feszültségeket, illetve olyanoknál is, amelyek gyengeségeket mutattak. Így meghatározhatjuk a gyakorlatban kielégítő pontossággal azokat a maximális feszültséget, amelyek megengedhetők. A biztos elméleti alapon álló képletnek ebben az összefüggésben az lenne az előnye, hogy az a feszültség, amelyet például megfelelőnek találunk egy kisebb emelkedésvizonyú gyorsan forgó hajócsavarnál, majdnem ugyanolyan kielégítő lenne egy nagyobb emelkedésű hajócsavarnál és ellenkezőleg, tehát kielégítő megengedhető feszültségeket lehetne nyerni kevesebb adattal, mint olyankor, ha egy leginkább ökölszabályszerű képletből tesszük ezt.

Vannak előnyei egy egyszerű fél-grafikus módszer alkalmazásának, amely lehetővé tenné, hogy elkészült járművekből nyerjünk adatokat a jövő tervezési munkákhoz.

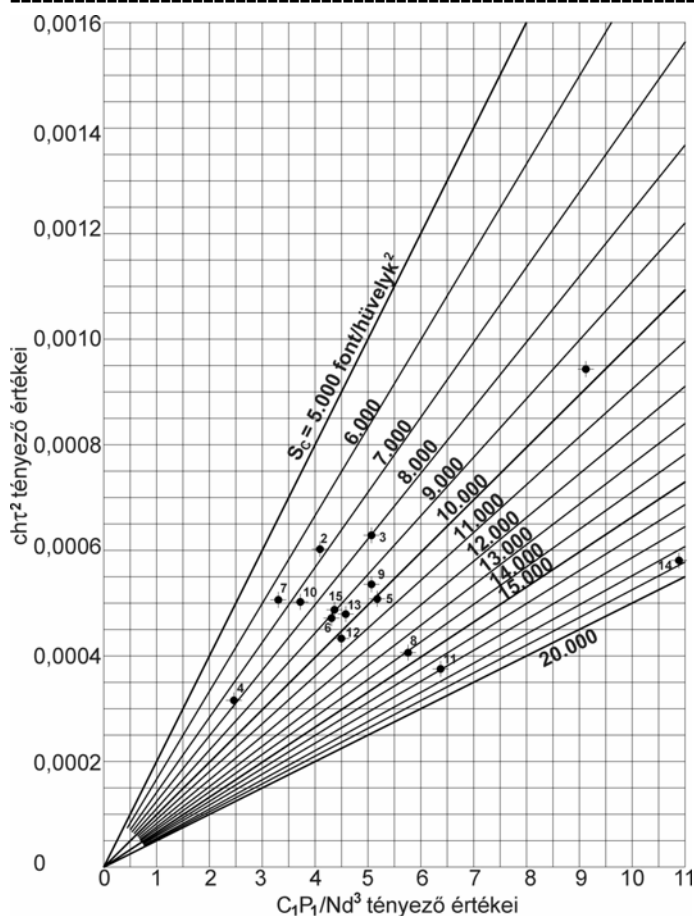
A szokásos körszelet szelvényű szárnyak esetében végső képletként az S_C nyomófeszültség kiszámításához font per négyzethüvelyk egységben a következő formulát fogadtuk el

$$S_C = 14C(P_1/N)(1/l^2)$$



4.3.2.4.1.19 ábra A $0,2R$ sugáron érvényes C_1 tényező görbéje

ahol C egy szorzószám, amely a sugártól és az emelkedésvizonytól függ, P_1 a szárny által felvett teljesítmény, N a hajócsavar percnkénti fordulatszámát jelöli, l és t pedig rendre a szárny szelvényhosszát és vastagságát jelenti hüvelykben. A C , l és t értékeket általában S_C értékeinek meghatározásához használjuk a hajócsavar $0,2$ sugárviszonyánál. Fejezzük ki l és t értékét a már használt szorzószámokkal és viszonyszámokkal.



4.3.2.4.1.20 ábra A nyomófeszültség görbéi cht^2 és C_1P_1/Nd^3 függvényében

A szelvényhossz ezzel $l = 12chd$, ahol d az átmérő lábban, h a közepes szárny szélesség viszony, c pedig a szárny alakjától függő szorzószám. Ha τd jelöli szokás szerint a tengelyen mért vastagságot, $k\tau d$ pedig a szárny vastagságát a szárnycsúcsnál, akkor a 0,2 sugárnál a vastagság

$$t = 12\tau d(k + 0,8(1-k)) = 12\tau d(0,8 + 0,2k)$$

A gyakorlatban k értéke ritkán kisebb, mint 0,1 vagy nagyobb, mint 0,2. Látjuk, hogy ha $k = 0$, $t = 9,6\tau d$, $k = 0,1$, $t = 9,84\tau d$, $k = 0,2$, $t = 10,08\tau d$. A gyakorlatban tehát elég jó közelítés, ha azt mondjuk, hogy $t = 10\tau d$. Ezzel

visszatérve a feszültség képletéhez, felírhatjuk

$$S_C = 14C(P_1/N)(1/12chd)(1/100\tau^2 d^2) = (14C/1200)(P_1/Nd^3)(1/cht^2)$$

Legyen $C_1 = 14C/1200$.

A 4.3.2.4.1.19 ábra az emelkedéviszony függvényében mutatja C_1 görbét a 0,2 sugárviszonyhoz.

Ezzel

$$S_C = (C_1P_1/Nd^3)(1/cht^2)$$

Helyettesítsük be most a $(C_1P_1/Nd^3) = x$ és $cht^2 = y$ kifejezéseket, ezzel

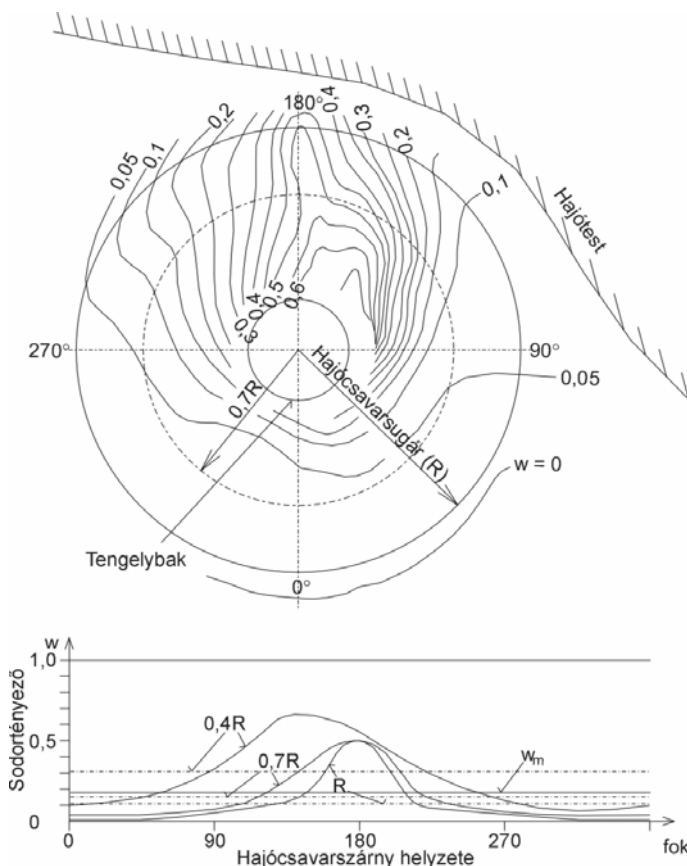
$$S_C = x/y$$

A 4.3.2.4.1.20 ábra az S_C értékek görbéit mutatja x és y függvényében. Egy adott hajócsavar esetében ismerjük vagy könnyen kiszámíthatjuk cht^2 és C_1P_1/Nd^3 értékeit. Ebből a 4.3.2.4.1.20 ábrán megtaláljuk azt a pontot, amely megfelel az adott hajócsavarnál a szárnytőben ébredő S_C nyomófeszültségnek font per

négyszéthüvelykben. A 4.3.2.4.1.20 ábrán kereszttel van jelölve több olyan pont, amelyek mindegyike egy adott valóságos hajócsavarnak felel meg. Ezeknek szinte mindegyike hadihajó, és anyaguk bronz vagy hasonló erős ötvözet. Tervezési munkánál érdemes a 4.3.2.4.1.20 ábrát nagyobb méretben elkészíteni.

4.3.2.4.2 Hajócsavar-tervezés örvényelmélettel

Az örvényelmélettel történő hajócsavar méretezés általános szempontjai már ismeretesek számunkra, ez a fejezet a számítás részletes ismertetésével foglalkozik.



4.3.2.4.2.1 ábra Kétszaváros hajónál mért sodormező és annak átlagértékei

A hajócsavarok konkrét üzemi körülményeik szerint három nagy csoportra oszthatóak. A nyíltvízi állapothoz legközelebb dolgoznak azok a hajócsavarok, amelyek a hajótest közvetlen hatását többé-kevésbé elkerülik, mert a hajó hajtására szolgáló propulziós teljesítmény mértékénél fogva nem adható le egyetlen propulziós eszköz segítségével, hanem több főgép több külön hajócsavart hajt meg. Általában ezt az állapotot képviselik a kétszaváros hajók.

Az egyszaváros hajók farkialakítása általában fartőkés, ahol a hajócsavar teljesen el van

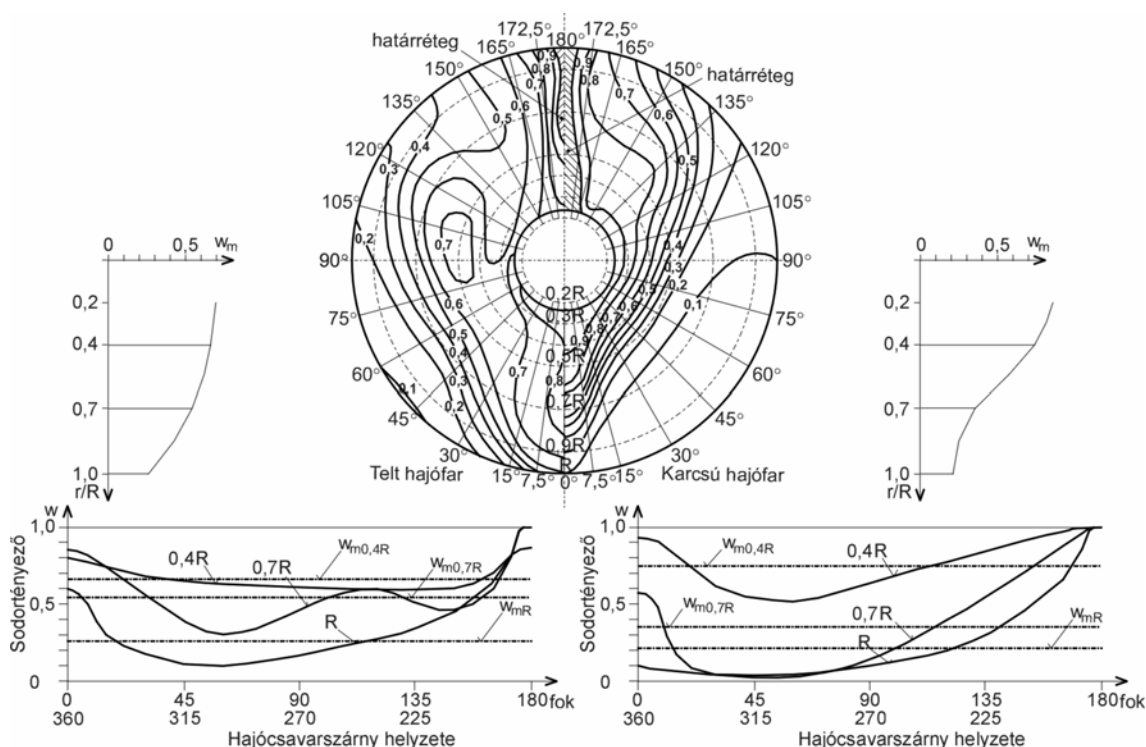
temetve a fartőke mögött, és ez igen jelentősen befolyásolja nemcsak a sodortényező értékét, hanem a sodormezőt is.

Ez azt jelenti, hogy a hajócsavarkör felületén végzett sebességmérés (a V_A hajócsavar haladási sebesség mező értékeinek kimérése) hatalmas eltéréseket mutat nemcsak a fartőke mögött és az oldalt elhelyezkedő pontok között, hanem egy adott r/R sugárviszonyhoz tartozó szárnyszelvény átlagértéke és egy másik sugárviszony szelvény átlagértéke között is.

A harmadik csoport a gyűrűben vagy hengeres csőben dolgozó hajócsavarok. Ezeknél a hajócsavar haladási sebességre nagy hatással van a gyűrű illetve cső (sugárhajtás) rendezőhatása, tehát a V_A értéke a hajócsavarkör teljes felületén megközelítően azonos. Emiatt a különbség miatt a szárnymetszetek hidrodinamikai méretezésében is eltérés van, amint látni fogjuk. Először a legáltalánosabb számítási módot ismerjük meg, és utána foglalkozunk a másik két módszernél látható különbségekkel.

A sodormező ábrák jól mutatják, hogy olyan hajócsavart semmiképpen sem tudunk tervezni, amelynek szárnyszelvényei minden üzemiállapotnál tökéletesen megfelelnek a sebességvektor mező értékeinek és irányainak. Kompromisszumra van szükség egy olyan átlagos w_m érték kiválasztásával, amely vagy a teljes hajócsavarkör felületére

határoz meg egyetlen értéket, vagy olyan esetben, amikor a sodormező nagyon változik a sugárviszony és a hajócsavar szárnyszelvény pillanatnyi helyzete szempontjából, a kiválasztott sodortényező más és más minden sugárviszony esetében.



4.3.2.4.2.2 ábra Fartókés egycsavaros hajó sodoreloszlása telt illetve karcsú farnál

Sodor- és szívási tényező és forgási hatások meghatározása

Sodortényező. Amennyiben a sorozatmérések alapján elvégzett előzetes számításnál elegendőnek tartjuk, ha egyetlen átlagos sodortényezővel dolgozunk, annak értékét a jelenlegi gyakorlat szerint két módon számíthatjuk ki.

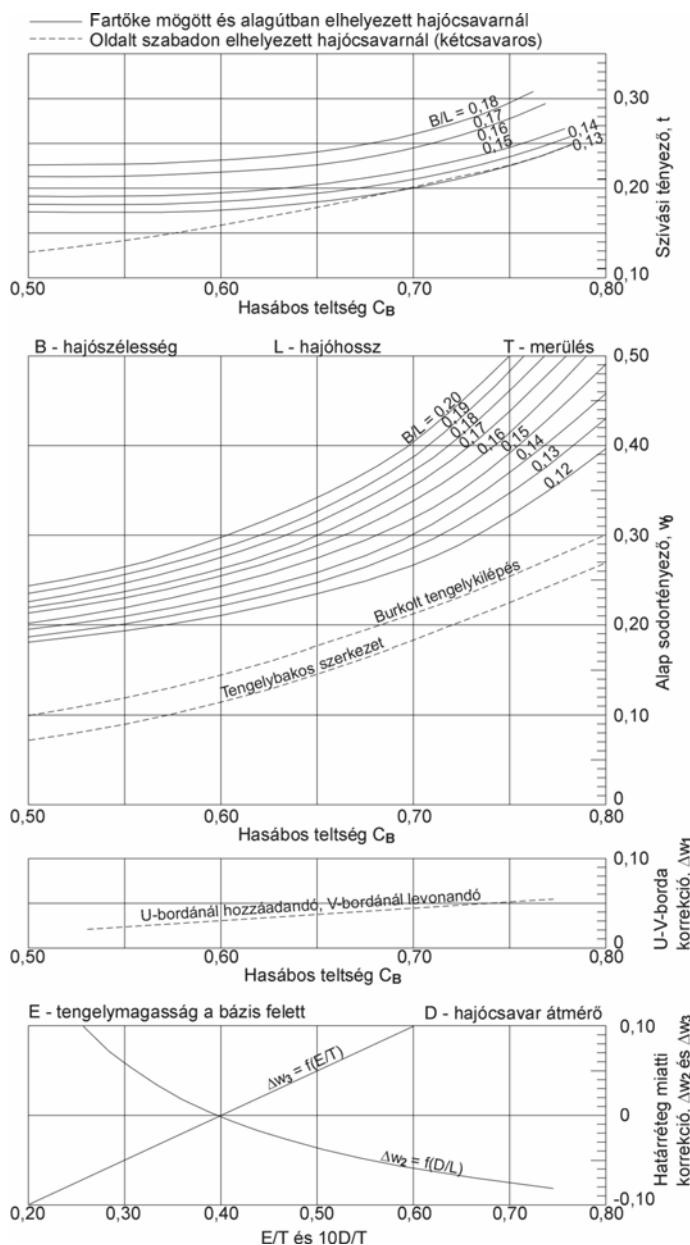
Taylor két képletet javasolt egy- illetve kétszavaros hajók esetében, amelyek a hasábos teltség függvényében adják meg a sodortényezőt:

$$\begin{aligned} \text{egycsavaros} \quad w &= 0,5C_B - 0,05 \\ \text{kétszavaros} \quad w &= 0,55C_B - 0,20 \end{aligned}$$

A másik a szakma előtt *Harvald-diagramként* ismert eszköz. Sv. Aa. Harvald dán hajótervező szakember hatalmas munkával dolgozta ki diagramját. Az addig mintegy 100 év alatt elvégzett összes modellkísérletet feldolgozta és azok eredményeit foglalta össze. Diagramja négy részből áll, ebből egy szolgál a szívási, három a sodortényező kiválasztására.

A sodortényezőhöz készült első diagram vízszintes tengelyén a C_B *hasábos teltség* szerepel. Külön görbékben ábrázolta az egycsavaros hajók sodortényezőit, ahol a görbék paramétere a B/L *szélesség-hossz viszony*, illetve a kétszavaros hajóknál

mérhető értékeket, ahol szintén két görbét rajzolt fel, egyik a burkolt tengelykilépés (nadrágcső), másik a tengelybakos kivitel esetére jellemző. Ebből az ábrából a w sodortényező alapértékét lehet leolvasni a megfelelő görbéből vagy interpolációval.



felett, T pedig a merülés. Minél magasabban van elhelyezve a hajócsavar, annál jobban benne van a határrétegben, tehát nagyobb E/T értéknél a korrekció értéke nagyobb. $E/T = 0,4$ esetén értéke zéró.

A mindezeket a körülményeket figyelembe vevő sodortényező érték ezzel

$$w = w_0 \pm \Delta w_1 + \Delta w_2 + \Delta w_3$$

A Harvald-diagramból kapott sodortényező értékek meglehetősen jó egyezést mutatnak

4.3.2.4.2.3 ábra Harvald diagram sodor- és szívási tényező kiválasztásához

A fartőke mögött elhelyezett hajócsavaroknál, vagyis egyszavaros hajóknál korrekciókat kell alkalmazni, ezt a másik két diagramból tehetjük meg.

A Δw_1 korrekció a hajófar teltségének mértéke miatt szükséges. Láttuk a 4.3.2.4.2.2 ábrából, milyen eltérést okoz a far kialakítása a sodormező értékeiben. A *telt farnál* (U-bordák) a korrekcióval növelni kell az alapértéket, a *karcsú farnál* (V-bordák) csökkenteni. A korrekció a C_B hasábos teltség függvénye.

A Δw_2 és Δw_3 korrekció a harmadik diagramból számítható ki. A Δw_2 helyesbíti a w értékét a D/L hajócsavarátmérő-hajóhossz viszonyszámtól függően, azt fejezi ki, mennyire van benne a csavar a határrétegben. A $D/L = 0,04$ értéknél a korrekció értéke zéró. A Δw_3 korrigálja a sodortényezőt az E/T érték szerint, ahol E a hajócsavar tengelyének magassága a bázis

azokkal, amelyeket Taylor képleteiből számolunk ki.

Természetesen a Harvald-diagram nem képes minden különleges esetet figyelembe venni. Amikor az eset speciálisabb, mint amiről eddig szó volt, pl. folyami vontató hajóról beszélünk, ahol a korlátozott vízmélység és ennek megfelelően kis merülés miatt a hajócsavart alagútban kell elhelyezni, csak abban bízhatunk, hogy az egycsavaros hajóknál szokásos sodortényező értékekkel nem követünk el nagy tévedést, mivel az alagútban is nagyon erős a határréteg hatása. Az ilyen hajóknál pontosabb értéket csak úgy kaphatunk, ha a hajócsavar megtervezése előtt a hajótest modelljével sodormező mérést végeztetünk.

Szívási tényező. A Harvald-diagram a t szívási tényező becslésére is lehetőséget ad a legelső ábra segítségével. A sodortényező alapértékének meghatározására szolgáló ábrával analóg módon a független változó a C_B hasábos teltség. Egycsavaros hajók görbéinél a paraméter a B/L viszonyszám. Kétszavaros hajókhoz egyetlen görbe van megadva.

Ha nem ezt a diagramot használjuk fel a szívási tényező kiszámításához, általánosan elterjedt a következő két képlet:

$$\text{kétszavaros: } t = w$$

$$\text{egycsavaros } t = kw \text{ ahol } k = 0,6 \div 0,65 \text{ a mai korszerűnek megoldásoknál.}$$

Korszerű megoldásnak számít, ahol a csavar mögött áramvonalas kormánylapát van elhelyezve.

Forgási hatásfok. A forgási hatásfok lényegében a hajócsavar által nyíltvízi állapotban és azonos fordulatszámnál illetve hajócsavar haladási sebességnél a hajótest mögött felvett nyomaték hányadosát fejezi ki:

$$\eta_R = Q'/Q$$

A kormánylapát a hajócsavar mögött ennek a forgásra fordított energiavesztésnek a csökkentését segíti elő. Egycsavaros hajóknál, ahol a hajócsavar előtt fartőke, mögötte áramvonalas kormánylapát van, a forgási hatásfok értéke nagyobb, mint egy.

Kétszavarosnál is nagyobb értéke van olyan helyen, ahol a csavar mögött van kormánylapát.

Az általában használható értékek az alábbiak:

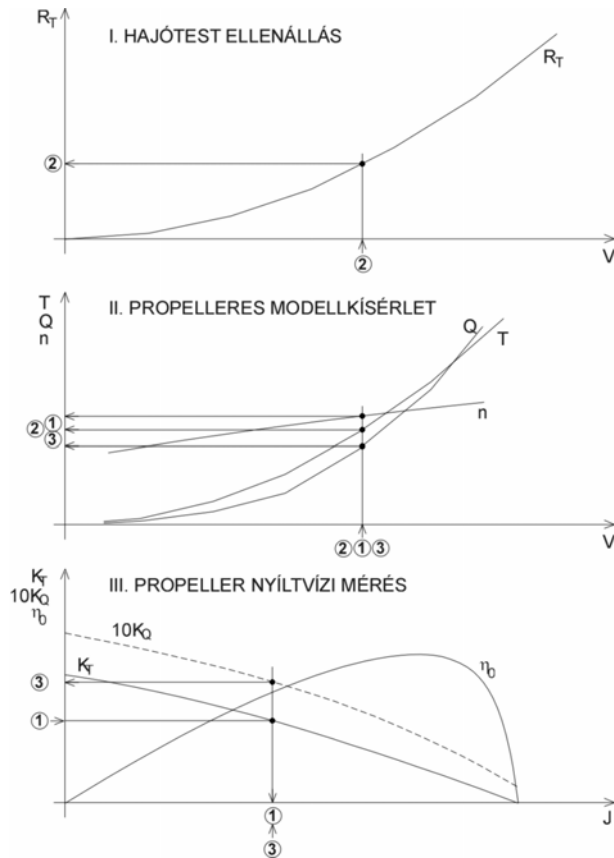
$$\text{egycsavaros } \eta_R = 1,01 \div 1,09 \text{ (átlagban 1,05)}$$

$$\text{kétszavaros } \eta_R = 0,95 \div 1,00 \text{ (0,97) ahol a csavar mögött nincs kormánylapát}$$

$$\eta_R = 0,98 \div 1,02 \text{ (1,01) ahol a csavar mögött kormánylapát van.}$$

A sodor- illetve szívási tényező és a forgási hatásfok az adott hajóra és hajócsavarra elvégzett modellkísérlet eredményeiből a következőképpen számítható ki (4.3.2.4.2.4 ábra).

1. A hajótest és hajócsavar együttes méréséből (II.), ahol a hajósebesség függvényében van ábrázolva a T tolóerő, a Q nyomaték és az n fordulatszám, kiindulunk egy adott V hajósebességből.



4.3.2.4.2.4 ábra Adott hajó sodor- és szívási tényezőjének és forgási hatásfokának kiszámítása az elvégzett modellkísérletek eredményeiből

Leolvassuk az ehhez tartozó n fordulatszámot és T tolóerőt. Kiszámítjuk a K_T tolóerő-tényező értékét:

$$K_T = T/(\rho n^2 D^4)$$

A III. diagramból (propeller nyíltvízi mérés) ehhez megkeressük a J sebességtényezőt.

Ebből a hajócsavar haladási sebesség és a sodortényező

$$V_A = JnD \text{ és } w = (V - V_A)/V$$

2. Az ellenállás görbájéből (I.) az ismert V hajósebességhez leolvassuk az R_T teljes ellenállás értékét. A T tolóerőt már ismerjük. Ezzel a szívási tényező

$$t = (T - R_T)/T$$

3. A II. diagramból az ismert V hajósebességhez leolvassuk a Q nyomatékot, a III. diagramból pedig kikeressük a már ismert J sebességtényezőhöz a K_Q nyomatéktényezőt. A nyíltvízi nyomatékot az alábbi képletből kapjuk meg:

$$Q' = \rho n^2 D^5 K_Q$$

amelyből a forgási hatásfok

$$\eta_R = Q'/Q$$

Ezek után a testhatásfok és propeller nyíltvízi hatásfok

$$\eta_H = (1-t)/(1-w) \quad \text{illetve} \quad \eta_0 = (K_T/K_Q)(J/(2\pi))$$

A fenti három hatásfok adja ki a propulziós tényezőt:

$$\eta_D = P_E/P_D = R_T V / (Q \omega) = \eta_0 \eta_H \eta_R$$

Az előbbieken kimerítően tárgyalt sodor- és szívási tényezőt a hajócsavarok méretezésénél a legfontosabb kiindulási adatok közé sorolták a hajótervezők kezdettől fogva, ezért az egyik legjelentősebb modellkísérleti intézet, a holland MARIN is hozzátette saját kutatási eredményeit ehhez a témához. Méréseiket az egycsavaros hajókra korlátozták.

Két táblázatot közöltek, amely két nagy méréssorozat eredményeiből született. Az első az $x = r/R$ sugárviszony függvényében tartalmazza az U (telt), N (normál) és V (bordájú) hajókra megadott $(1-w_x)/(1-w)$ hányadosokat, ahol w_x a sodormező adott sugárviszonyhoz tartozó gyűrűjében érvényes sodortényező átlag, w pedig az egész hajócsavarkör felületére érvényes átlagos sodortényező.

A második táblázat már az első méréssorozat tapasztalatai alapján készült, ebben egy optimális hajóformához tartozó $(1-w_x)/(1-w)$ és $(1-t_x)/(1-t)$ hányadosok vannak összegyűjtve szintén a sugárviszony függvényében.

4.3.2.4.2.1 táblázat Sodormező adatok telt, normál és karcsú hajókhoz
 $[(1-w_x)/(1-w)]$ értékei]

$x=r/R$	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0
U alak	0,50	0,57	0,62	0,67	0,83	1,05	1,20	1,27	1,30
N alak	0,40	0,55	0,69	0,80	0,93	1,06	1,15	1,20	1,20
V alak	0,35	0,60	0,80	0,93	0,98	1,05	1,10	1,12	1,10

4.3.2.4.2.2 táblázat Sodor- és szívási tényező mező adatok optimális hajóformához

$x=r/R$	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	0,95
$(1-w_x)/(1-w)$	0,426	0,609	0,781	0,909	1,000	1,059	1,099	1,126	1,139
$(1-t_x)/(1-t)$	0,825	0,875	0,925	0,971	1,000	1,013	1,014	1,014	1,014

Az utolsó sor adatait nem mérték, hanem számolták: $t_x = w_x^{3/4}$.

A második táblázat érdemes a használatra, mert gyakorlati célokra nagyon jó közelítést ad.

Örvényelmélettel végzett hajócsavar méretezéshez szükséges kiindulási adatok meghatározása

A hajócsavar örvényelmélettel történő méretezéséhez szükségünk van az alábbi adatok ismeretére.

- a) Önjáró hajónál, ebben az esetben azonosnak vehetjük az áru- és a személyszállító hajókat.

I. fázisban, amikor a peremfeltételek kitűzése történik

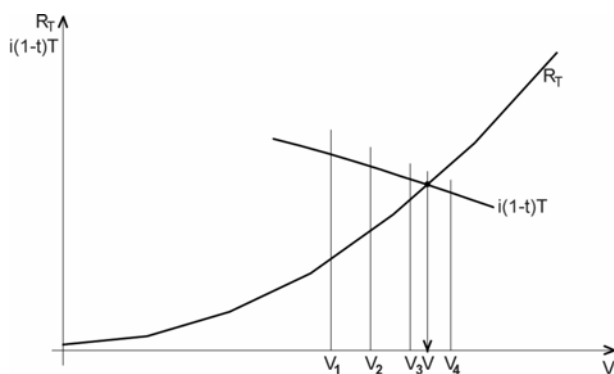
- Méréssel (propeller nélküli hajómodell kísérlet) vagy sorozatmodell kísérletek eredményeiből és tapasztalati formulákból számítással meg kell határozni a hajó

$R_T = f(V)$ ellenállásgörbét a hajósebesség függvényében.

- A vonalterv alapján a későbbiekben ismertetett szempontok figyelembe vételével ki kell számítani a D_{\max} hajócsavar átmérőt, amely még elfér.
- Az ellenállásgörbe alakja alapján (ld. 2.2.2 fejezet) ki kell jelölni, illetve amennyiben előfeltétel, el kell fogadni a V hajósebesség értékét.
- A hajósebességhez meg kell határozni a P_B (BHP) főgép-teljesítményt.
- Sorozat hajócsavarmodellekkel végzett kísérletek eredményei alapján meg kell határozni az n_{opt} optimális hajócsavar fordulatszámot.

II. fázisban az adott főgép-típus ismeretében

- A főgép P_B teljesítménye és n fordulatszáma ismert.
- Sorozatmérésekből kiválasztjuk a D_{opt} optimális hajócsavar átmérőt.
- Kiszámítjuk a kapott tolóerő-tényezővel a tolóerőt és a propulziós tényezővel a hajó meghajtásához szükséges P_E effektív teljesítményt.
- Az ellenállásgörbéből kiválasztjuk az elérhető V hajósebességet. A tolóerőnél a szívási (tolóerő csökkentési) tényezőt és a hajócsavarok számát (i) is figyelembe kell venni.



4.3.2.4.2.5 ábra Önjáró hajó üzemi sebességének meghatározása

b) Vontatónál vagy halászhajónál

- Rendszerint elő van írva a V hajósebesség és az F_p kötélterő.
- Meghatározzuk a hajótest ellenállásgörbét.
- R_T és F_p ismeretében kiszámítjuk a szükséges P_B főgép-teljesítményt.

- A főgép-típus kiválasztása után n_s fordulatszámhoz D_{opt} optimális átmérőt illetve D_{\max} értékhez n_{opt} optimális fordulatszámot határozzunk meg, és a kedvezőbb értékkel dolgozunk.

- Ezt követően már ismerjük a következő mennyiségeket:

tolóerő	$T = R_T + F_p$
sebességek	V és V_A
fordulatszámok	n_s és n
nyomatékok	Q' és Q
teljesítmények	P_E , P_T , P_D és P_B
hajócsavar átmérő	D

Teljesítmény. A teljesítmény számítási alapja minden esetben a hajó mozgatásához szükséges effektív teljesítmény, P_E (EHP). A korábban ismertetett módon a hatásfokok segítségével a többi teljesítmény meghatározható.

A teljesítmények számításánál az energiafolyam ábráját (ld. 4.3.1.6.1 ábra) követjük.

A főgép fékpadi teljesítménye (P_B) és a hajócsavar által felvett teljesítmény (P_D) a mechanikai hatásfokban különbözik egymástól: $P_D = \eta_m P_B$. Ennek nagyságát az alábbi összetevők határozzák meg:

irányváltó-mű megléte	1%,
irányváltó-reduktor üzeme	2-3%/módosítási fokozat,
elektromos tengelykapcsoló	3-4%,
hidraulikus tengelykapcsoló	3%,
csapágys	
Mitchell csúszó toló	1%,
csúszó tartó	0,2-0,5%/db,
görgös toló	1-2%
görgös tartó	0,1%/db,
tönkső (összesen)	1-2%,
bakcsapágys	1%.

A hajócsavar nyíltvízi tolóerejénél, amelyet a P_T teljesítmény (TV_A) számításánál használunk, illetve a hajócsavar által felvett nyíltvízi nyomatéknál figyelembe kell venni a közeget, amelyben a hajócsavar üzemel, a modell ugyanis minden esetben édesvízben dolgozik. Tengervízben

$$T_s = (1,025/1,000)T_m \text{ illetve } P_{Ds} = (1,025/1,000)P_{Dm}$$

Tolóerő. A szükséges tolóerő függ a hajótípustól. Tengeri és tavi körülmények között (állóvízben) ennek képlete:

$$T = R_T/(1-t) \text{ (önjárónál)} \quad \text{illetve} \quad T = (R_T + F_P)/(1-t) \text{ (vontatónál)}$$

Folyami hajók esetében figyelembe kell venni a vízfelszín esését, amely a folyóvíz mozgását okozza:

$$T = (R_T \pm iG)/(1-t) \text{ (önjáró)} \quad \text{illetve} \quad T = (R_T + F_P \pm iG)/(1-t) \text{ (vontató)}$$

ahol R_T = a hajó ellenállása adott V hajósebességnél
 F_P = kötélérő
 i = a vízfelszín esése ezrelékben
 G = a hajó vagy a vonta illetve tolatmány súlya

Sebesség. A kiválasztott hajócsavarral elérhető sebesség számításánál a már leírt menetet követhetjük.

Fordulatszám. A legkedvezőbb propulziós hatásfok érdekében törekedni kell a lehető legkisebb fordulatszám kiválasztására, ami még a maximálisan elhelyezhető átmérőjű hajócsavarhoz megfelelő. Ehhez felvesszünk különböző fordulatszámértékeket és amennyiben van n_{opt} *optimális fordulatszám*, azt választjuk ki. Az esetek egy részében a megvalósítható fordulatszámok tartományában a görbének nincs optima. Olyankor, ha nincs mód a fordulatszám megválasztására, mert adott, az optimális D_{opt} átmérőt kell megtalálni.

A hajócsavarmodellnél és a valóságos hajócsavarnál nem tudjuk elérni, hogy a két felületi érdekesség pontosan megfeleljen egymásnak, ezért a modellsorozatból végül

kiválasztott fordulatszámot korrigálni kell az úgy nevezett léptékhatás tényezővel a következő képlet szerint:

$$n_s = (1+c)n_m$$

ahol n_s = a hajónál alkalmazandó fordulatszám

n_m = a modellkísérleti eredményekből a hajóhoz kiadódó fordulatszám

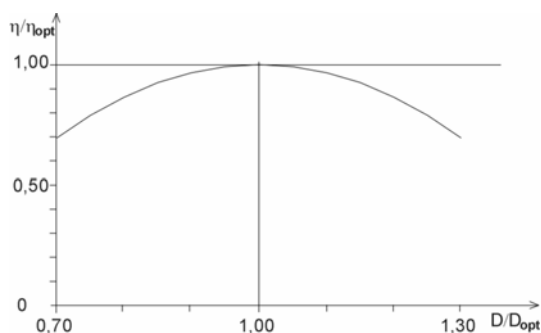
c = léptékhatás tényező, amely az alábbi táblázat szerint választható ki

	egycsavaros	kétszavaros
próbaúti állapot	0,03	0,02
üzemi állapot	0,02	0,01

Átmérő. Az előzőekben elmondottak szerint, amennyiben a fordulatszám meg van adva, általában annál jobb a propulziós hatásfok, minél nagyobb a hajócsavar a hajófar által biztosított méretek mellett. Előfordulhat azonban, hogy van optimuma az átmérőnek.

A gyakoribb eset az, hogy a hajófar méretei korlátozzák a hajócsavar átmérőjét, ilyenkor a fordulatszám lehetséges optimumát kell megtalálni.

A hajócsavar átmérő és a propulziós hatásfok között fennálló kapcsolatra mutat rá a 4.3.2.4.2.6 ábra, amely a D/D_{opt} hányados függvényében ábrázolja az η/η_{opt} hányadost. Minél közelebb van az alkalmazott hajócsavar az *optimális átmérőhöz*, annál jobban megközelítjük az adott sebességtényező másik két paramétere (n és V_A) által meghatározott optimális hatásfokot.



4.3.2.4.2.6 ábra A propulziós hatásfok változása a hajócsavar átmérő függvényében

Az ábra világosan mutatja, hogy bár nem jelentős a hatásfok csökkenése az elméletileg elérhetőhöz képest, ha csak kis mértékben térünk el az optimális átmérőtől, 20%-nál nagyobb mértékben már nem érdemes eltérni tőle, mert akkor jelentősen romlik a

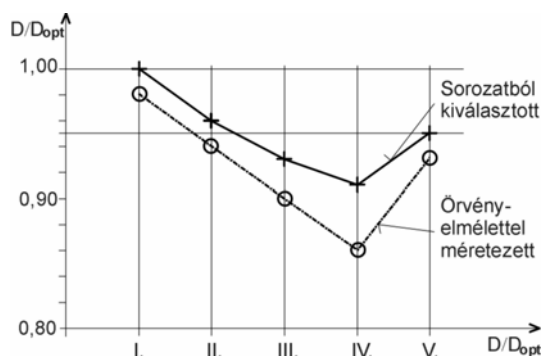
hatásfok.

Van egy másik kapcsolat, amelyre a tapasztalat mutatott rá. Ez a nyíltvízi hajócsavar modellkísérletnél optimálisra adódott átmérő és az egyéb üzemállapotok között ugyanarra a hajócsavarra optimálisnak mutató átmérők között áll fenn. Ezt a 4.3.2.4.2.7 ábra szemlélteti. A római számokkal jelölt üzemállapotok:

- I. nyíltvízi kísérlet,
- II. változó sebességmezőben végzett kísérlet,
- III. hajócsavaros modellkísérlet,
- IV. kormányval felszerelt hajócsavaros modellkísérlet,
- V. a kész hajón végzett mérés eredményei.

Az ábrából az is jól látható, hogy a sorozatmérésekkel kiválasztott hajócsavarral végzett mérések jelentős eltérést mutatnak az optimális átmérő értékében az örvényelmélettel

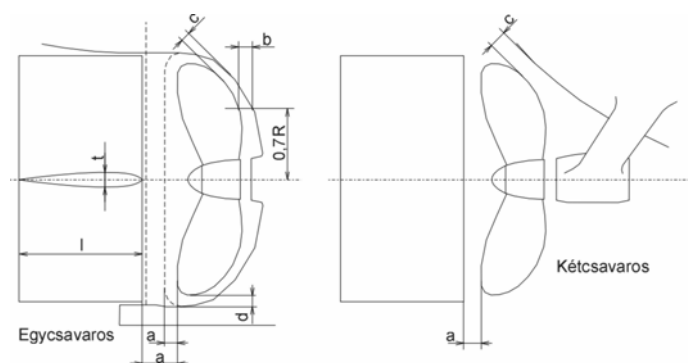
méretezett csavarral végzett mérésektől.



4.3.2.4.2.7 ábra Az optimális átmérő változása különböző üzemállapotok függvényében

Az egyes osztályozó intézetek eltérő módon adják meg azokat a *minimális távolságokat*, amelyek meghatározzák hajótest méretei által korlátozott maximális hajócsavar átmérőt. A 4.3.2.4.2.8 ábra és a 4.3.2.4.2.3 táblázat három olyan osztályozó intézet

követelményeit tartalmazza, amelyek erre kitérnek előírásaikban, valamint a wageningeni intézet által ajánlott számadatokat.



4.3.2.4.2.8 ábra Osztályozó intézetek által előírt biztonsági méretek D_{\max} esetén

Az ábrán feltüntetett méretek betartása azért fontos, mert ha a hajócsavar szárny túl közel haladna el a hajótesthez, a sodormező eltérő területei között túlzott különbség lenne a

szárnyszelvényn jelentkező sebesség értékében, és ez kavitációt okozna.

4.3.2.4.2.3 táblázat Maximális hajócsavar átmérőt korlátozó távolságok

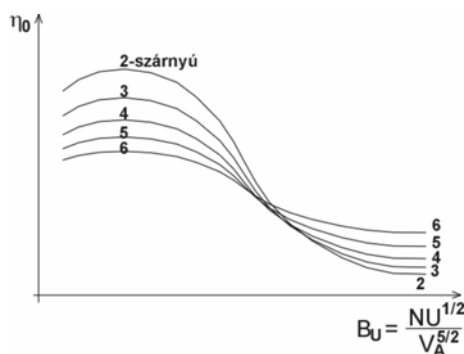
	Lloyd's Register	Norske Veritas	Bureau Veritas	MARIN
a	$0,08 \div 0,15D$	$0,72(t/l)D$	$0,06 \div 0,10D$	$0,08 \div 0,12D$
b	$0,15D$	$0,11(1+\varphi)D$	$0,15 \div 0,17D$	$0,15 \div 0,20D$
c	$0,08D$	$0,08D$	$0,07D$	$0,10 \div 0,12D$
d	-	$0,03D$	$0,04D$	$0,03D$

A táblázat adatai megbízhatóbbak, mint a különböző közelítő formulák, ezért ezeket érdemes használni.

Szárnyszám. Taylor hajócsavar modellsorozatokkal végzett kísérletei során a szárnyak számának a hatásfokra gyakorolt hatásával is foglalkozott. Hajócsavar modelljei, amelyek *szárnyszáma* 2 és 6 közé esett, meglehetősen jól kiértékelhető görbéket adtak, amikor a $B_U = NU^{1/2}/V_A^{5/2}$ teljesítmény vagy terhelési tényező függvényében ábrázolta a hajócsavarok ideális hatásfokát.

A kis terhelésű csavaroknál a kisebb szárnyszámúak hatásfoka bizonyult jobbnak, amint azonban nőtt a hajócsavar által előállított teljesítmény a sebességhez képest (nagyobb

B_U), a hatásfokok úgy csökkentek, hogy a nagyobb szárnyszámú csavarok görbéi haladtak felül, ezt mutatja a 4.3.2.4.2.9 ábra.



4.3.2.4.2.9 ábra Ideális hatásfok változása a terhelési tényező és a szárnyszám függvényében

A B_U terhelési tényező képletéből látható, hogy annak értéke akkor kicsi, ha kis hasznos teljesítmény (U) jön létre a hajócsavar működése közben viszonylag nagy hajócsavar haladási sebesség (V_A) mellett. Ilyen esetben a kisebb szárnyszám jobb hatásfokot eredményez, mint a nagyobb. A két szárny azonban rendkívül ritka.

Általában a 3 és 4 szárny van használatban, elsősorban a főgép (dízelmotor) hengerszáma döntő, 3 szárny a nyolc-, 4 szárny a hathengeres gépeknél hangolja el a torziós lengéseket. Az 5-szárnú hajócsavarok a nagy terhelésű folyami vontató- és tolóhajóknál fordulnak elő, ahol a kavitációs kritérium miatt fizikailag megvalósíthatatlanul nagy felület adódna egy szárnnyal kisebb szárnyszámmal. Hat szárnnyal olyan helyen alkalmaznak, ahol a rezgéskeltő hatás elkerülése szempont, ilyenek a tengeralattjárók.

Szárnnyfelület. Ez a jellemző szoros összefüggésben van a szárnyszámmal, és a kavitáció témájánál ennek a fejezetnek a korábbi részében már volt szó róla. A szárnymetszetek számítása során a kavitáció és szilárdsági méretezés kiadja a szárnnyfelületet.

A hajócsavarok anyagai. A hajócsavarok anyagának megválasztásánál három lényeges tényező játszik szerepet: szilárdság, gyárthatóság, ár. A három közül mindig van olyan, amely döntő, mert a különböző hajó kategóriák esetében ezek más-más fontosságúak. A hajók többségénél, mint pl. tengeren a kereskedelmi áruszállítók, belvízi hajóknál pedig a vontató- és tolóhajók, a legfontosabb az anyag elfogadható ára. Fontos ugyanezeknél a hajóknál az is, hogy a hajócsavar a lehető legegyszerűbb módon legyen gyártható, hiszen a hajócsavar összes költsége ebből a két tényezőtől tevődik össze. Azoknál a hajóknál, ahol a hajó egésze nagyobb értéket képvisel, a hajócsavar lehet drágább, mert ezeknél a hajóknál vagy sok emberélet függ az üzembiztonságtól (személyszállító óceánjárók), vagy emellett még nemzetbiztonsági szempontok is vannak (hadihajók).

Kisebb hajóknál a súly is fontos tényező, ezért azoknál az alumínium a leggyakoribb. A hegesztett hajócsavarokat rendszerint olyan helyen alkalmazzák, ahol az öntés valamiért nem járható út, ezekhez Gawn típusú szárnyszelvényeket használnak, amelyek hegesztéssel könnyen előállíthatóak.

A hajócsavarok többsége azonban mind merevszárnú, mind állítható szárnnyal típusoknál öntéssel készül, a további megmunkálás azonban az utóbbi évtizedekben sokat változott, erről a 4.3.2.5 fejezet szól.

A következő táblázat az elmúlt évtizedekben leggyakrabban használt anyagok szerepelnek, ezek közül azonban a sima öntöttvas mostanra már szinte teljesen

kimaradt.

Az anyagoknál a legfontosabb paraméter a húzó szakítószilárdság, azonban, amint látható, az anyag képlékenységi mutatója erősen befolyásolja a megengedhető feszültségeket.

4.3.2.4.2.4 táblázat Hajócsavarok öntéssel való gyártásánál használatos anyagok

Anyag	Szakító- szilárdság	Nyúlás	Fajlagos tömeg	Megenged- hető feszültség	Szabvány
	N/mm ²	%	kg/m ³	N/mm ²	
Ö.v. GG180	150÷220	0	7.250	17,5	MSZ EN 1561:2000
Ö.v. GG220	190÷260	0	7.250	20,0	MSZ EN 1561:2000
Ö.v. GG260	230÷280	0	7.250	22,5	MSZ EN 1561:2000
G.gr. ö.v. GGG280	260÷320	0	7.230	25,0	MSZ EN 1563:2003
G.gr. ö.v. GGG320	280÷340	0	7.250	28,0	MSZ EN 1563:2003
G.gr. ö.v. GGG350	330÷370	0	7.300	30,0	MSZ EN 1563:2003
G.gr. ö.v. GGG380	350÷380	0	7.380	32,0	MSZ EN 1563:2003
Acélöntvény GE380	380	20	7.830	34,0	MSZ EN 10293:2005
Acélöntvény GE450	450	16	7.880	40,0	MSZ EN 10293:2005
Acélöntvény GE520	520	12	7.920	45,0	MSZ EN 10293:2005
Sárgaréz ÖMnSr	450	15	8.500÷8.700	45,0	
Különleges sárgaréz	600	20	8.400÷8.700	60,0	
Önbron	600	15	7.400÷8.900	60,0	

A tengeri hajóknál a megengedett feszültségnél a táblázat szerinti értékeket alkalmazzák, mert mindent beleszámoltak, a tengervíz fokozott korróziós hatását is. Belvízi hajók esetében a hajócsavar korróziója kisebb, ezért a megengedett feszültséget az alábbi képlettel számítják ki:

$$\sigma_{\text{perm}} = (1+m)\sigma_{\text{perm-tabl}}$$

ahol az m tényező értékei = 0,2 öntöttvas
0,15 gömbgrafitos öntöttvas és acélöntvény
0,10 sárgaréz és bronz

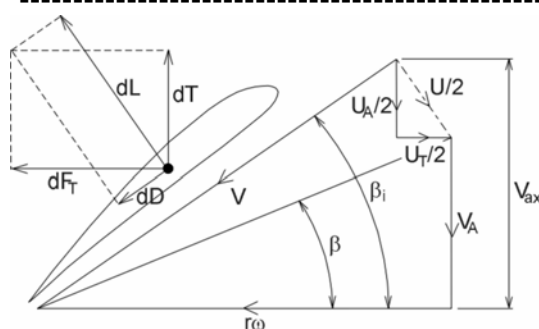
esetében.

Jégben járó hajóknál m = -0,2.

A ridegebb anyagok esetében (öntöttvas, acélöntvény) a hajócsavarszárny érzékenyebb a sodormező inhomogenitására, ezért egycsavaros hajóknál a számított szilárdsági vastagságot 10%-kal érdemes megnövelni.

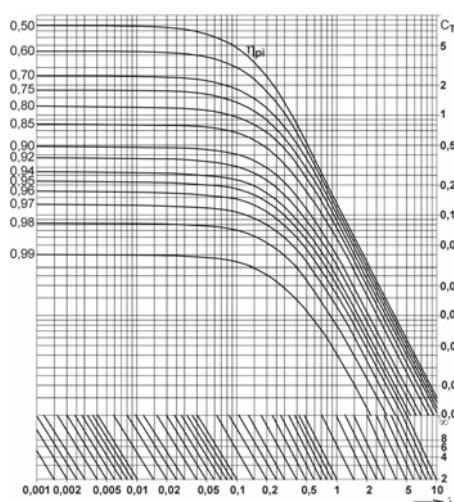
4.3.2.4.2.1 Hajócsavar-tervezés örvényelmélettel kétszavaros hajónál

Amint az előzőekben vázolt előzetes tervezési fázisok segítségével a tervező minden szükséges adatot összegyűjtött és meghatározott a megtervezendő hajócsavarhoz, elvégezheti a szárnymetszetek hidrodinamikai, szilárdsági és kavitációs méretezését.



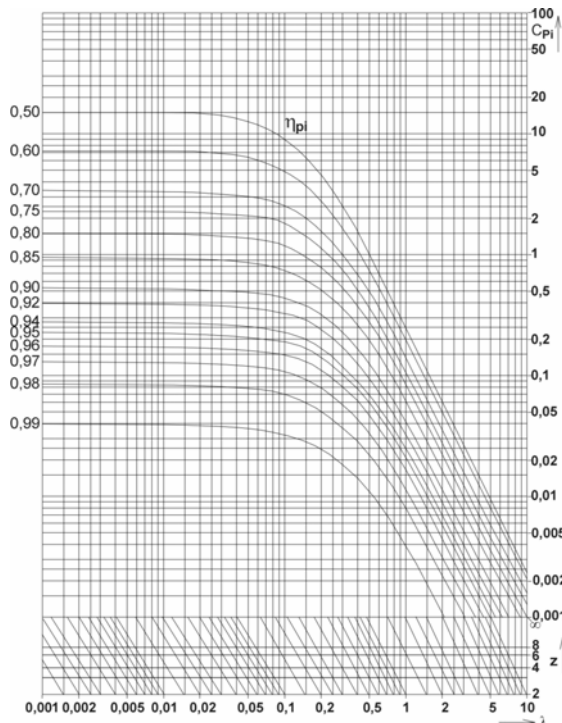
4.3.2.4.2.1.1 ábra Szárnymetszet sebesség- és erőábrája

Az egyes szárnymetszetek egy-egy virtuális körgyűrűben működnek, és a tervezés során a gyűrű területén fellépő relatív vízsebességek átlagértékét vesszük figyelembe. A 4.3.2.4.2.1.1 ábra a szárnyszelvény sebesség- és erőviszonyait



4.3.2.4.2.1.2 ábra Kramer ideális hatásfok diagramja tolóerő-tényezőhöz (C_{Ti} - λ - z - η_{pi})

mutatja. Az α megfúvási szög a korszerű profiloknál gyakorlatilag nulla, ezért az ábrában sem szerepel. A módszer a Betz göttingeni német hajó- és légcsavartervező által kidolgozott elvekből kiindulva határozza meg a minimális energia-vesztéseget biztosító szárny-menti örvényeloszlást. Betz munkájából levezethető, hogy az egyes szárnymetszetek ideális hatásfoka, amelyet a következő képlettel



4.3.2.4.2.1.3 ábra Kramer ideális hatásfok diagramja teljesítménytényezőhöz (C_{Pi} - λ - z - η_{pi})

fejezhetünk ki

$$\eta_{pi} = dT_i V_A / (dF_{Ti} r \omega)$$

a sugár menten állandónak tartandó a minimális energiavesztés megvalósítása érdekében.

A képletben használt jelölések:

dT_i szárnymetszeten fellépő tolóerő a súrlódás figyelembe vétele nélkül,

dF_{Ti} szárnymetszeten fellépő kerületi erő a súrlódás figyelembe vétele nélkül,

V_A hajócsavar haladási

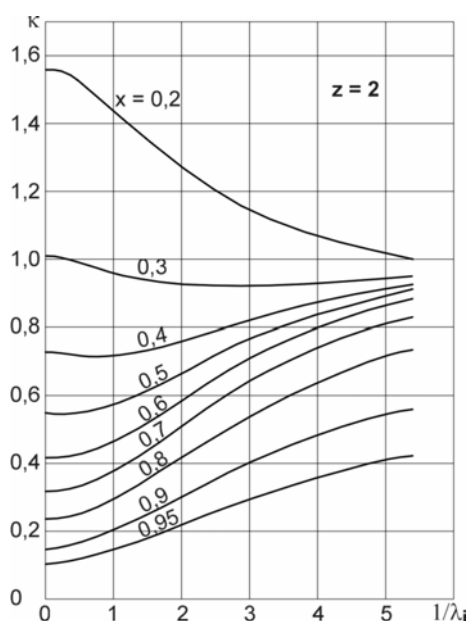
sebesség,

$r = xR$ a vizsgált metszet sugara,

ω a hajócsavar szögsebessége.

Az ITTC i és p helyében 1 illetve 0 indexet használ, azonban az itt alkalmazható segédeszközök jelölései miatt az azokban használt indexeket és betűket alkalmazzuk.

Az ábrában nincs jelölve a dL felhajtóerő és dD ellenálláserő eredője. Annak alapján azonban, hogy a korszerű profilkok esetében (ld. 4.3.2.4 fejezet) a felhajtóerő és az ellenálláserő között nagyságrendi különbség van (20-30-szoros), az eredő helyett a dL felhajtóerőt bonthatjuk fel dT tengelyirányú és dF_T kerületi összetevőre.



4.3.2.4.2.1.4 ábra Goldstein tényező 2-szárnyú hajócsavarokhoz

Ezzel a közelítéssel az ábra szerint

$$dT_i = dL \cos \beta_i \text{ és } dF_{Ti} = dL \sin \beta_i$$

Szintén a sebességábrából látható, hogy

$$\cos \beta_i = (r\omega - (U_T/2))/V \text{ és } \sin \beta_i = (V_A + (U_A/2))/V$$

Az η_{pi} számszerű értéke adott szárnyszám és agyátmérő-viszony esetén függ a hajócsavar haladási sebességétől, a hajócsavar sugarától és szögsebességétől, azaz a

$\lambda = V_A/(R\omega)$ sebességi tényezőtől, ahol R a csavar

sugara (a sebességi tényezőt a Kramer diagram jelölései miatt jelöljük λ -val, az ideális propeller hatásfok indexe $0i$ helyett pi ugyanebből az okból). Továbbá függ a hajócsavar által feldolgozandó P_D teljesítménytől, amelyet vagy az ideális tolóerő-tényezővel, vagy az ideális teljesítménytényezővel vehetünk figyelembe.

Az ideális tolóerő-tényező

$$C_{Ti} = T_i / (\frac{1}{2} \rho V_A^2 (D^2 \pi / 4))$$

Az ideális teljesítménytényező

$$C_{Pi} = P_{Did} / (\frac{1}{2} \rho V_A^3 (D^2 \pi / 4))$$

ahol T_i az ideális súrlódásmentes állapotban fellépő tolóerő, P_{Did} az ideális esetben felvett tengelyteljesítmény.

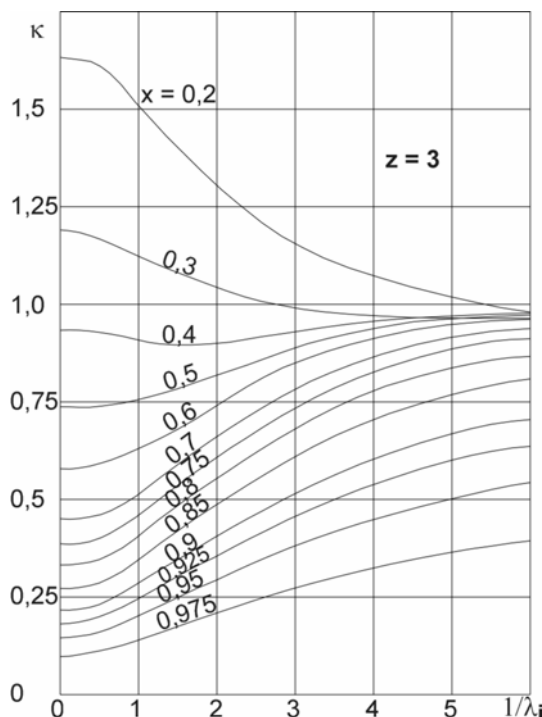
$$C_{Ti} = C_T / (1 - (2\varepsilon_i \lambda))$$

$$C_{pi} = C_p / (1 + ((2/3)(\varepsilon_i / \lambda_i)))$$

ahol ε_i a szárnymetszetek siklószámának átlagértéke, amelynek előzetes becslésére az

$$\varepsilon_i = (0,4/z)(A_D/A_0) - 0,02$$

összefüggést használhatjuk a későbbiekben ismertetendő profilcsaládok alkalmazása



4.3.2.4.2.1.5 ábra Goldstein tényező 3-szárnyú hajócsavarokhoz

esetén, λ_i pedig

$$\lambda_i = \lambda / \eta_{pi}$$

Természetesen ez a felvétel azt kívánja, hogy a számítás során, amint az egyes szárnymetszetek adatait meghatároztuk, ellenőrizzük az ε_i értéket, és eltérés esetén ismételjük, illetve finomítsuk számításunkat a helyes siklószámok átlagértékével.

A valóságos tolóerő-tényező

$$C_T = T / (\frac{1}{2} \rho V_A^2 (D^2 \pi / 4))$$

A valóságos teljesítménytényező

$$C_P = P_D / (\frac{1}{2} \rho V_A^3 (D^2 \pi / 4))$$

ahol T a kifejtendő tolóerő,

P_D a csavar által felveendő teljesítmény.

Az egyes értékeket úgy kell a képletbe helyettesíteni, hogy az eredményt dimenzió nélküli alakban kapjuk.

A diagramon a sebességi tényező (λ) értékétől a balra felfelé hajló vonalak mentén felhaladunk a csavar szárnyszámának megfelelő vízszintesig. Az így nyert függőleges rendező és a megfelelő C_{Ti} vagy C_{Pi} tényező vízszintes rendezője metszi ki a számítások során felhasználandó η_{pi} értékét.

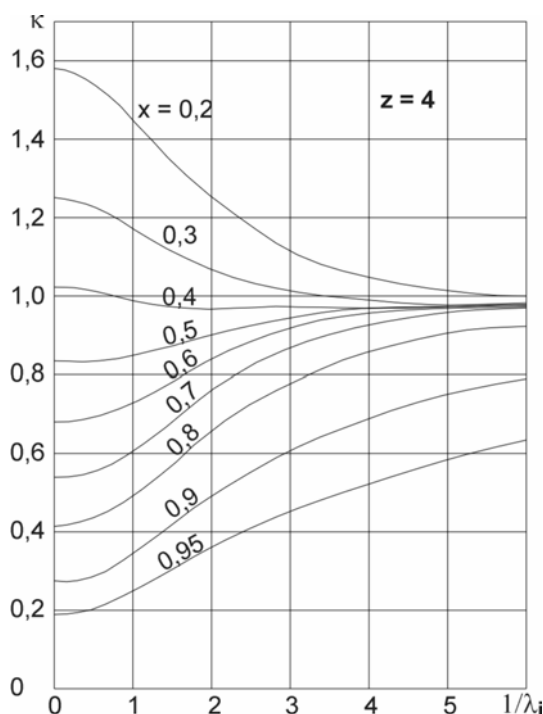
A 4.3.2.4 fejezetben láttuk, hogy az r sugarú szárnymetszetnél z számú szárnyon fellépő kötött örvények összege az r sugáron egyenlő egy bármilyen befoglaló idom (pl. téglalap) határvonalán jelentkező sebességek vonalintegráljával:

$$z\Gamma = \oint V_s ds$$

Végtelen szárnyszám esetén az r sugarú helyen igen távol a csavar mögött van kerületi irányú vízáramlás. Ennek sebessége az r sugarú szárnymetszet indukált sebességének kerületi összetevője, U_T .

Így végtelen szárnyszám feltételezésével

$$\oint V_s ds = 2\pi U_T$$



4.3.2.4.2.1.6 ábra Goldstein tényező 4-szárnyú hajócsavarokhoz

Véges szárnyszám esetén a körív mentén a kerületi sebesség nem lesz végig U_T értékű. A körív mentén változó sebességeket találunk, amelyeknek a szárnyak által érintett helyen maximuma van.

Goldstein meghatározta a fellépő közepes sebességeket különböző esetekre. *Kramer* a *Goldstein* által nyert eredményeket tovább fejlesztette, és a gyakorlat számára használható formába öntötte. Bevezetett egy *redukciós tényezőt* (κ), amelynek értelmezése

$$\kappa = U_{T\kappa}/U_T$$

ahol $U_{T\kappa}$ az r sugarú köríven, a csavar mögött távol fellépő kerületi sebességek átlagértéke, U_T pedig egyik szárny r sugarán levő metszete által keltett indukált sebesség kerületi összetevője.

Így véges szárnyszám esetén

$$\oint V_s ds = 2\pi\kappa U_T$$

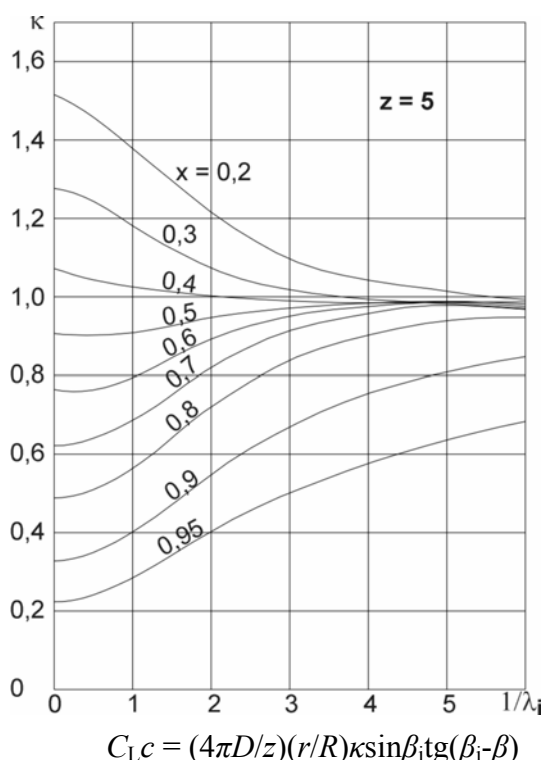
és ezzel egy szárnymetszet kötött örvénye

$$\Gamma = 2\pi r \kappa U_T / z$$

összefüggéssel számítható.

A *Goldstein-tényező* (κ) értékeit a szokásos $d/D = 0,2$ agyátmerő viszony esetén a 4.3.2.4.2.1.4, 4.3.2.4.2.1.5, 4.3.2.4.2.1.6 és 4.3.2.4.2.1.7. ábrán találhatjuk. A szárnymetszetekhez leggyakrabban használt NACA 16 profilcsaládhoz a felhajtóerő-tényező és a szárnymetszet húr hosszának szorzatát adják meg, ezért a későbbiekben

ismertetendő profil-kiválasztási módszer érdekében az örvény helyett célszerűbb ezt a paramétert meghatározni minden egyes sugáron.



4.3.2.4.2.1.7 ábra Goldstein tényező 5-szárnú hajócsavarokhoz

Ennél a számításnál, mivel a dL felhajtóerőre két formulánk van, ezek segítségével fordulunk:

$$dL = \rho \Gamma V dr \quad \text{és} \quad dL = \frac{1}{2} \rho C_L V^2 c dr$$

ahol C_L a szárnymetszet felhajtóerő tényezője, c pedig a szárnymetszet hossza, így

$$C_L c = 2\Gamma/V = 4\pi r \kappa U_T / zV = (4\pi D/z)(r/R)\kappa(\frac{1}{2}U_T/V)$$

amely a 4.3.2.4.2.1.1 ábra jelöléseit felhasználva, mivel $\frac{1}{2}U_T/V = \sin\beta_i \tan(\beta_i - \beta)$

Az egyenlet jobboldalán valamennyi érték számítással illetve diagramból meghatározható bármely r sugáron.

Ha az $x = r/R$ jelölést bevezetjük, érdemes az örvényeloszlást $x = 0,2$ és $0,9$ között tizedes osztásokban meghatározni, és kiegészíteni az $x = 0,95$ értékkel ezt a sorozatot.

Az x helyeken a sebességi vektorsokszög jellegzetes szögeit a

$$\beta = \arctg(V_A/r\omega) = \arctg(\lambda/x)$$

$$\beta_i = \arctg(\lambda_i/x) = \arctg(\lambda/(x\eta_{pi}))$$

összefüggésekkel számolhatjuk.

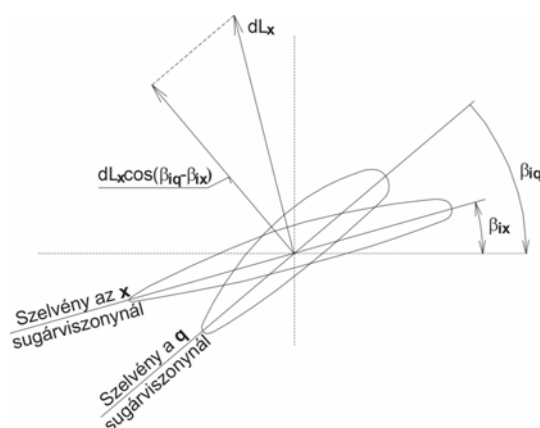
A számítást több szakaszban táblázatosan érdemes elvégezni (vagy megfelelő segédprogram készítésével számítógéppel elvégeztetni).

A szárnymetszetek hidrodinamikai számítása

A számítás az alábbi formátumban végezhető el leghatékonyabban.

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
x	$\tan\beta$	$\tan\beta_i$	β	β_i	$\beta_i - \beta$	$\tan(\beta_i - \beta)$	$\cos(\beta_i - \beta)$	$\sin\beta$	$\sin\beta_i$
0,2									
0.3									

0,4									
0.5									
0.6									
0,7									
0.8									
0,9									
0,95									



4.3.2.4.2.1.8 ábra A szárnyszelvényt terhelő hidrodinamikai hajlító-nyomaték

1. $x = r/R$
2. $\tan \beta = V_A / (r\omega) = V_A / (R\omega x) = \lambda/x$
3. $\tan \beta_i = (V_A + (U_A/2)) / (r\omega - (U_T/2)) = \tan \beta / \eta_{pi}$
4. $\beta = \arctg[2]$
5. $\beta_i = \arctg[3]$
6. $\beta_i - \beta = [5] - [4]$
7. $\tan(\beta_i - \beta) = \tan[6]$
8. $\cos(\beta_i - \beta) = \cos[6]$
9. $\sin \beta = \sin[4]$

10. $\sin \beta_i = \sin[5]$

11	12	13	14	15
$\cos \beta_i$	κ	$(4\pi D/z)x\kappa$	$C_L c$	V

11. $\cos \beta_i = \cos[5]$
12. κ - a 4.3.2.4.2.1.4, 4.3.2.4.2.1.5, 4.3.2.4.2.1.6 és 4.3.2.4.2.1.7. ábra segítségével
13. $= (4\pi D/z)[1][12]$
14. $C_L c = (4\pi D/z)x\kappa \sin \beta_i \tan(\beta_i - \beta) = [7][10][13]$
15. $V = (V_A / \sin \beta) \cos(\beta_i - \beta) = V_A([8]/[9])$

A szárnymetszetek szilárdsági és kavitációs számítása

A szárnymetszetek hidrodinamikai erőkből eredő igénybevétele

Az elemi szárnyszakaszon ébredő felhajtóerő a szokásos értelmezéssel

$$dL = C_L 0,5 \rho V^2 c$$

ahol C_L a szelvény felhajtóerő tényezője
 $0,5 \rho V^2$ a torló-nyomás
 c a szárnymetszet húrhosszúsága.

A hajócsavarszárny adott $q = r_q/R$ keresztmetszetét az r szelvénynél fellépő elemi felhajtóerő hajlító-nyomatékkal terheli (a szilárdságtani gyakorlat szerint a nyomatékot M jelképezi), és szélső szálaiban húzó- illetve nyomófeszültséget ébreszt. A

vizsgálandó r_q sugáron levő metszetet terhelő, hidrodinamikai erőhatásokból származó hajlító-nyomatékot az alábbi megfontolások alapján határozhatjuk meg. A q jelű szárnymetszettől a szárny csúcsa felé eső valamennyi szárnyszeleten fellép egy felhajtóerő és egy ellenálláserő. Ezeknek a szárnymetszet húrirányú súlyponti tengelyére vett hajlító-nyomatéka (ld. 4.3.2.4.2.1.8 ábra)

$$dM_0 = (r-r_q)[(dL/dr)\cos(\beta_{iq}-\beta_{ix})+(dD/dr)\sin(\beta_{iq}-\beta_{ix})]dr$$

mivel a szárnymetszetek húrjának beállítási szöge közel azonos a β_i szöggel. Általában a dD értéke kisebb a dL értékének tizedrészénél, a $\beta_{iq}-\beta_{ix}$ szög értéke pedig a két legtávolabbi metszet között legfeljebb 30-40° lehet. Így csak néhány százalékos hibát követünk el, ha csupán a

$$dM = (dL/dr)(r-r_q)\cos(\beta_{iq}-\beta_{ix})dr$$

nyomatékot vesszük figyelembe. Ezzel az r_q sugáron levő metszetre ható teljes nyomaték a *Simpson-szabály* alkalmazásával elvégzett grafikus integrálással:

$$M_q = \int_{r_q}^R dMdr \cong (2/3)(R^2/10)\sum_{x=q}^{x=1,0} (\alpha(dL/dr)(x-q)\cos(\beta_{iq}-\beta_{ix}))$$

ahol α = a Simpson-szorzó,

$$x = r/R$$

és $q = r_q/R$

A szárnymetszetek igénybevétele a centrifugális erőből

A számítások végrehajtását megkönnyíti, ha a centrifugális erő okozta igénybevételeket előzetes számítással meghatározzuk. Hátrahajló szárnyak esetén *J. A. Romsom* holland kutató közelítő összefüggéséből kiszámíthatjuk a szárnytőben ($x = 0,2$) és a szárny sugárirányú felezőjében ($x = 0,6$) a centrifugális erő hajlításából és húzásából eredő húzó- és nyomófeszültségeket (σ_{HC} és σ_{NC}). Ezeket a feszültségeket a sugár mentén lineárisan változónak tekintve a további szárnymetszetekre is meghatározhatjuk közelítő értékeiket.

Romsom a wageningeni B hajócsavar sorozatnál alkalmazható képletet közölt a hajócsavar szárnymetszeteiben ébredő feszültségek kiszámításához, amelyet két másik képlet egészít ki a centrifugális erő által okozott feszültségek meghatározásához.

Az alapképlet a nyomó- és húzófeszültséget adja ki attól függően, hogy a benne levő tényezők nyomó- vagy húzófeszültségre vonatkoznak-e.

Az alapképlet a szárnyszelvény szélső szálában ébredő feszültségre a következő:

$$\sigma = (P_S/ZN)(1/\alpha)(C_a(C_b+\delta\eta_0)/t^2c)X \quad [dNcm^{-2}]$$

ahol P_S = a hajócsavarra jutó tengelyteljesítmény[LE]

Z = a hajócsavar szárnyszáma

N = a hajócsavar fordulatszáma $[min^{-1}]$

α = konstans tényező; $\alpha_N = 0,085$ nyomó $\alpha_H = 0,0975$ húzó

(emiatt $\sigma_H = 0,869\sigma_N$)

δ és η_0 a B_p - δ diagramból kapott értékek a csavarhoz

t = a vizsgált szárnymetszet vastagsága [cm]

c = a vizsgált szárnymetszet húrhossza [m]

C_a a 4.3.2.4.2.1.1 táblázatból kapott tényező

X a 4.3.2.4.2.1.2 táblázatból kapott tényező

$C_b = 66,7P_{0,2}/D$ ahol $P_{0,2}/D = a$ 0,2R szelvénynél levő emelkedésviszony

A centrifugális erőből adódó feszültségek képletei:

$$\sigma_{HC} = n^2 D^2 ((A_1 C_1 / \alpha_H) + 0,58)$$

$$\sigma_{NC} = n^2 D^2 ((A_1 C_1 / \alpha_N) - 0,58)$$

ahol $n = N/100$

D = a hajócsavar átmérője [m]

C_1 a 4.3.2.4.2.1.1 táblázatból kapott tényező

A_1 a 4.3.2.4.2.1.2 táblázatból kapott tényező

A szárnymetszetek szükséges keresztmetszeti tényezői

Mivel minden tényezőt nem lehet tekintetbe venni a hajócsavarok méretezésénél, ezért elfogadott gyakorlat, hogy a hajócsavarok szilárdsági igénybevételének számításánál csak a vizsgálandó keresztmetszeten kívül eső szárnyrészen fellépő erőhatások közül (tolóerő, kerületi erő, centrifugális erő) csak ezek hajlító-nyomatékából adódó nyomó és húzó, valamint a centrifugális erő húzásából adódó feszültségeket szokás meghatározni. Az elhanyagolt igénybevételek (csavarás, stb.) figyelembevétele úgy történik, hogy az általános tervezési gyakorlattól eltérően lényegesen kisebb feszültségeket engednek meg.

$P_{0,2}/D$	C_a	C_1
0,5	8,98	0,80
0,6	8,23	0,73
0,7	7,65	0,66
0,8	7,08	0,62
0,9	6,54	0,58
1,0	6,05	0,54
1,1	5,65	0,50
1,2	5,28	0,47
1,3	4,93	0,44
1,4	4,64	0,41
1,5	4,37	0,39

4.3.2.4.2.1.1 táblázat Szárnytő-szelvény emelkedésviszonyától függő tényezők

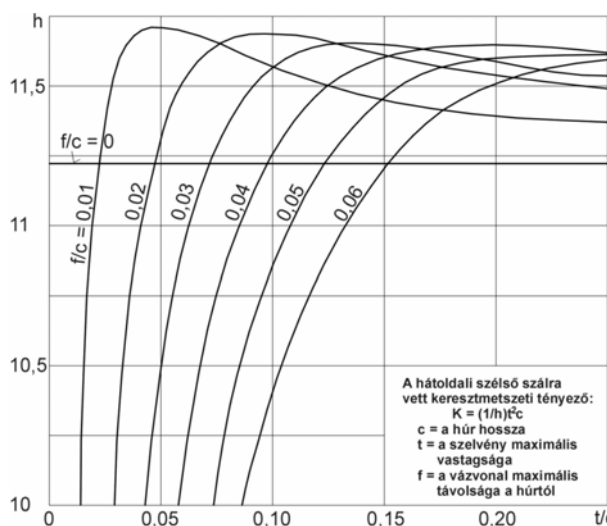
A felhasználható csavaranyagoknál – ezen megfontolások alapján – a nemzetközi előírások szerint az anyag szakítószilárdságának kb. tizedrésze a megengedhető feszültség (ld. ebben a fejezetben korábban).

A tervezendő szárnymetszetek szükséges keresztmetszeti tényezőinek meghatározásánál is csak a hajlításból és a centrifugális erő húzásából eredő igénybevételeket vesszük figyelembe.

4.3.2.4.2.1.2 táblázat Hátrahajlástól és vastagságviszonytól függő A_1 tényező értékei

Hátrahajlás ε°	X	Hajócsavar-átmérő / szelvényvastagság D/t					
		15	20	25	30	35	40
0	1,000	0,07	0,07	0,08	0,08	0,09	0,09
2	1,002	0,10	0,12	0,13	0,15	0,17	0,18

4	1,005	0,14	0,17	0,20	0,23	0,26	0,29
6	1,010	0,18	0,22	0,27	0,31	0,36	0,40
8	1,019	0,22	0,27	0,33	0,40	0,46	0,52
10	1,030	0,26	0,33	0,40	0,49	0,56	0,65
12	1,045	0,30	0,39	0,48	0,57	0,67	0,77
14	1,062	0,34	0,45	0,56	0,67	0,80	0,91
16	1,081	0,40	0,52	0,65	0,77	0,91	1,06
18	1,104	0,44	0,59	0,74	0,89	1,04	1,21



4.3.2.4.2.1.9 ábra A NACA 16 profilcsalád keresztmetszeti tényezői

Belátható, hogy a hajlító igénybevételek szempontjából a szárnymetszet húrával párhuzamos tengelyre vett keresztmetszeti tényezők a mértékadóak. Egy szárnyprofilnál ez a keresztmetszeti tényező

$$K = t^2 c / h \quad [\text{cm}^3]$$

alakban írható fel,

ahol t [cm] = a profil legnagyobb vastagsága,

c [cm] = a profil húr hossza,

h = a profil húr-menti vastagság-eloszlásától és az íveltségtől függő érték.

A 4.3.2.4.2.1.9 ábrán láthatjuk a h értékének változását a NACA 16 típusú vastagság-eloszlású profiloknál. A gyakorlatban alkalmazott szárnymetszetek íveltségének változása olyan mértékű, hogy azonos vastagság-eloszlású profiloknál a h értékét az íveltségtől függetlenül megközelítőleg állandónak tekinthetjük. A jelenleg általánosan használt NACA 16 vastagságeloszlás esetén a hátoldal felé eső szélső szálla (a hajlításból adódó nyomófeszültség meghatározásánál) $h = 11,85$, a tolóoldali szélső szálla (a húzófeszültség számításához) $h = 10,25$ érték vehető figyelembe.

A centrifugális erő miatt fellépő feszültségeket az alkalmazandó csavaranyag megengedett feszültségéből (σ_M) kivonjuk, ami azt jelenti, hogy a keresztmetszeti tényezővel egyenértékű $t^2 c$ szorzat értékének nagyobbra kell adódnia, mivel a képletben a megengedett feszültség a nevezőben szerepel. A hidrodinamikai erőhatásoknak a szárnymetszetet igénybevevő hajlító-nyomatéka (M) ismeretében a szükséges keresztmetszeti tényezőt biztosító szárnyvastagság és húr hossz értékére a hátoldali szélső szálla felírt keresztmetszeti tényezőtől a

$$t^2 c = 11,85 M / (\sigma_M - \sigma_{NC})$$

illetve a tolóoldali szélső szálla felírt keresztmetszeti tényezőtől a

$$t^2c = 11,25M/(\sigma_M - \sigma_{HC})$$

összefüggést nyerjük. A t^2c szorzat két értéke közül a nagyobbat tekintjük mértékadónak.

A Simpson-szabály alkalmazása esetén a szükséges t^2c értékeket csak minden második szárnymetszetre tudjuk meghatározni. Ezeket x függvényében ábrázolva, grafikus interpolációval a közbenső értékeket is meghatározhatjuk.

A számítás következő lépései ezek alapján a szárnymetszeteket terhelő M_q hajlítónyomatékok meghatározását jelentik a következő táblázat szerint.

						$q = 0,2$			
1		16	17	18	19	20	21	22	23
x		V^2	$\frac{1}{2}\rho V^2$	dL	αdL	$x-q$	$\beta_{iq}-\beta_{ix}$	$\cos(\beta_{iq}-\beta_{ix})$	αdM
0,2						0			
0,3						0,1			
0,4						0,2			
0,5						0,3			
0,6						0,4			
0,7						0,5			
0,8						0,6			
0,9						0,7			
0,95						0,75			
					$\Sigma\alpha dL$	$\Sigma\alpha dM$			

BBBZ kódex

A [20]÷[23] oszlopok $q = 0,4$ és $0,6$ értéknél megismétlődnek (Kort-gyűrűs csavarnál $q = 0,8$ értéknél is). Ezek számítása analóg módon végezhető. Ezzel az utolsó oszlop sorszáma 31 illetve 35, egységesítés érdekében a következő lépés a 36. oszloppal indul.

	$q = 0,4$				$q = 0,6$			
1	24	25	26	27	28	29	30	31
x	$x-q$	$\beta_{iq}-\beta_{ix}$	$\cos(\beta_{iq}-\beta_{ix})$	αdM	$x-q$	$\beta_{iq}-\beta_{ix}$	$\cos(\beta_{iq}-\beta_{ix})$	αdM
0,2	-	-	-	-	-	-	-	-
0,3	-	-	-	-	-	-	-	-
0,4	0				-	-	-	-
0,5	0,1				-	-	-	-
0,6	0,2				0			
0,7	0,3				0,1			
0,8	0,4				0,2			
0,9	0,5				0,3			
0,95	0,55							
$\Sigma \alpha dM$					$\Sigma \alpha dM$			

A $q = 0,4$ illetve $0,6$ sugárviszonyú szelvényt terhelő M_q hajlító-nyomaték:

$$M_q = (2/3)(R^2/10)\Sigma[27] \quad \text{illetve} \quad M_q = (2/3)(R^2/10)\Sigma[31]$$

A keresztmetszeti tényező számítását elvégezzük a q sugárviszonyú szelvényeknél (0,2; 0,4; 0,6; esetleg 0,8) a kapott M_q hajlító-nyomatékokkal. A hátoldali szélső szárra felírt keresztmetszeti tényező képlete

$$t^2c = 11,85M/(\sigma_M - \sigma_{NC})$$

illetve a tolóoldali szélső szárra felírt keresztmetszeti tényező képlete

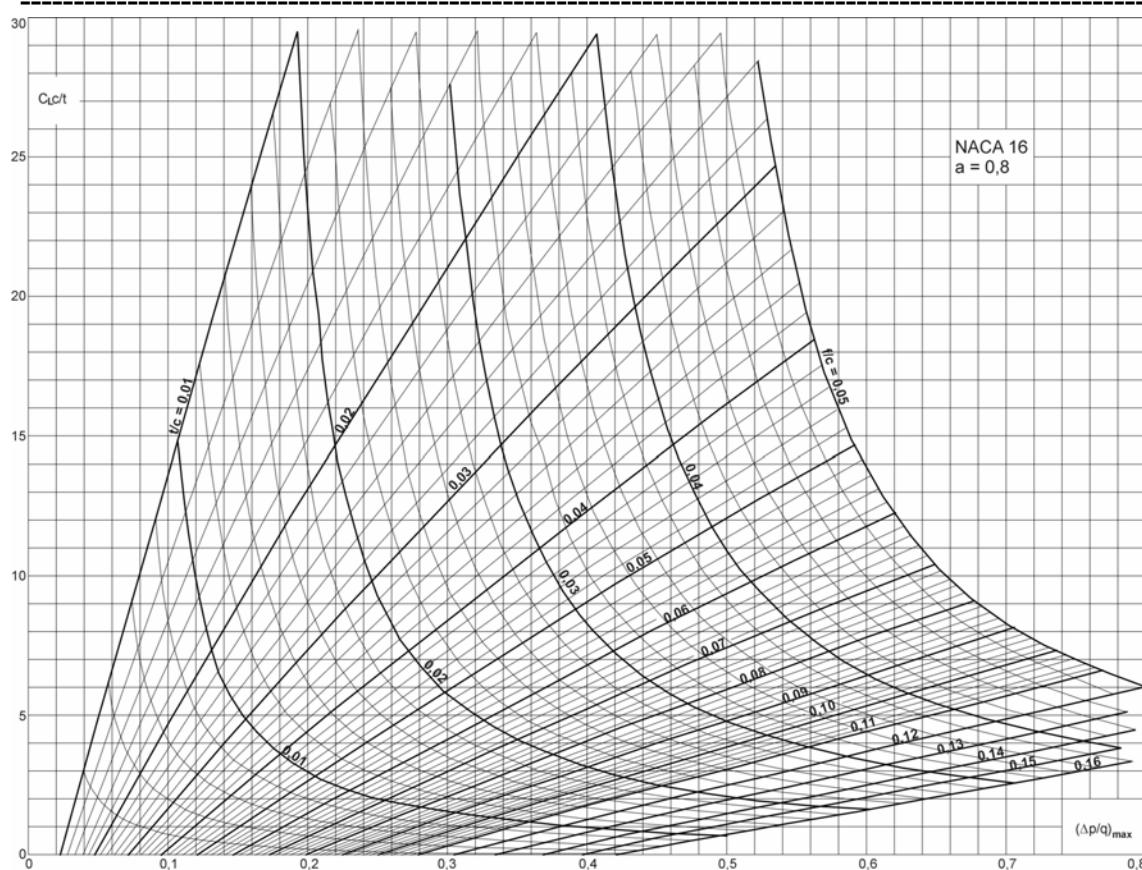
$$t^2c = 11,25M/(\sigma_M - \sigma_{HC})$$

Mindegyik q értéknél a t^2c szorzat két értéke közül a nagyobbakat tekintjük mértékadónak.

A kapott értékeket diagramban felrajzoljuk és a nem számolt sugárviszonyokhoz tartozó értékeket abból olvassuk le. Ezek kerülnek be a számítás következő lépését elindító 36. oszlopba.

A szárnymetszetek méreteinek meghatározása a kavitáció elkerülésével

A kapott C_{Lc} (14. oszlop) és t^2c (36. oszlop) értékek a szárnyszelvények hidrodinamikai



4.3.2.4.2.1.10 ábra NACA 16 $a = 0,8$ profilcsalád jellemző adatai

és szilárdsági jellemzőit képviselik. A harmadik szempont a kavitáció elkerülése, ehhez a következő mennyiségekkel dolgozunk.

A kavitáció elkerülése érdekében a hajócsavar működése közben a szárny hátoldalán a nyomás sehol sem lehet kisebb, mint a kavitáció keletkezéséhez szükséges, a víz sótartalmától és hőmérsékletétől függő telített vízgőz nyomása (p_c). A profilok mérési adatai között általában nem közvetlenül a hátoldalon jelentkező legkisebb nyomás értékét szokták megadni, hanem a helyi sztatikus nyomás és a legkisebb nyomáskülönbségének (Δp) a 4.3.2.4.2.1.1 ábrán jelölt, eredő megfűvási sebességgel (V) számolt torló-nyomáshoz viszonyított értékét. A helyi sztatikus nyomás

$$p_0 - \gamma r - p_c$$

ahol $p_0 = p_A + h\gamma$

p_A = külső légköri nyomás

p_c = telített vízgőz nyomás (sótartalom és hőmérséklet figyelembe vételével)

h = a hajócsavar tengelyvonala feletti vízoszlop magassága

γ = a víz fajszúlya

ρ = a víz sűrűsége

A kavitáció elkerülésének feltétele elméletileg így:

$$(\Delta p / (0,5 \rho V^2))_{\max. \text{ elm.}} \leq (p_0 - \gamma r - p_c) / (0,5 \rho V^2) = \sigma_0$$

Az elkészült csavarszárny helyi egyenletlenségei, továbbá a rácshatás és egyéb figyelembe nem vett körülmény miatt a nyomáscsökkenés maximumára az alábbi feltételt kell szabni:

$$(\Delta p / (0,5 \rho V^2))_{\max.} \leq a \sigma_0$$

ahol $a = 0,75$ és $0,85$ közötti érték. A nagyobb felületviszonyú vagy nagyobb szárnyszámú hajócsavaroknál a nagyobb rácshatás miatt a kisebb értéket kell választani. Számításaink következő fázisában a fentiek alapján minden szárnymetszetre meghatározzuk az $a \sigma_0$ szorzat értékeit. A kiválasztott szárnyszelvény profilnak tehát ki kell elégítenie a már ismert hidrodinamikai és szilárdsági feltételeken kívül ezeket a kavitáció elkerülésére meghatározott feltételeket is.

Ehhez a 4.3.2.4.2.1.10 ábra szerinti görbesereget használjuk, amely a NACA 16 $a = 0,8$ profilcsalád valamennyi jellemző adatát tartalmazza.

36	37	38	39	40
$t^2 c$	$r \gamma$	$(p_0 - p_c) - \gamma r$	σ_0	$a \sigma_0$

36. Keresztmetszeti tényező $t^2 c = 11,85 M_q / (\sigma_M - \sigma_{NC})$ hátoldali nyomó- illetve $t^2 c = 11,25 M_q / (\sigma_M - \sigma_{HC})$ tolóoldali húzófeszültséggel számolva, ahol a q sugárviszonyú szelvényeknél számolt értékeket diagramban fel kell rajzolni, és a közbenső x értékekhez tartozó keresztmetszeti tényezőket abból kell leolvasni. Mindegyik szelvénynél a nagyobb érték a mértékadó.

37. Az adott x sugárviszonynál érvényes sztatikus nyomáscsökkenés a hajócsavar tengelyen érvényeshez képest a szárny függőleges felső helyzetében (amikor a kavitáció megjelenése a legvalószínűbb): $r \gamma = R \gamma x = R \gamma [1]$.

38. Helyi sztatikus nyomás $(p_0 - p_c) - \gamma r = (p_0 - p_c) - [37]$.

39. Kavitációs szám: $\sigma_0 = (p_0 - \gamma r - p_c) / (0,5 \rho V^2) = [38] / [17]$

40. $a \sigma_0$

Az ezután következő fázis a számításban iterációt tesz szükségessé. Nincs lehetőség arra, hogy elsőre olyan vastagság-eloszlást vegyünk fel a szárnyra, amely pontosan a hidrodinamikailag, szilárdságilag és a kavitáció elkerüléséhez szükséges szárnymetszet-hosszakat eredményezze. Ezért első lépésként önkényesen felvesszük a t_1 vastagság-eloszlást.

A szárny tövében levő ($0,2R$ sugarú) szárnymetszetenél bármilyen szárnyprofil kavitáció-mentes működést biztosít. Így a legkedvezőbb szilárdsági jellemző elérése céljából a 4.3.2.4.2.1.10 ábrán feltüntetett legnagyobb $t/c = 0,16$ értéket választhatjuk. A szükséges keresztmetszeti tényezőt biztosító $t^2 c$ (36. oszlop) értékkel számítható

$$t = ((t/c)(t^2 c))^{1/3} = (0,16(t^2 c))^{1/3}$$

összefüggéssel a $0,2R$ -nél levő metszet vastagságát, majd a $c = (t^2c)/t^2$ összefüggéssel hosszúságát egyértelműen meghatározhatjuk. Ha az agy hossza (l_{agy}) korlátozott, meg kell vizsgálnunk, hogy ez a szárnymetszet nem nyúlik-e túl az agyon. Ha a metszet hosszabb, azaz

$$c > l_{agy}/\sin\beta_i$$

akkor a metszet t/c viszonyát növelnünk kell, azonban $0,20$ érték fölé nem célszerű menni. Ha az agynál még ezen értéknél is hosszabbra adódik a szárnymetszet tengelyirányú vetülete, akkor a feladatot csak a csavar szárnyszámának növelésével, vagy nagyobb szilárdságú anyag választásával oldhatjuk meg (a hajó tervezési fázisában a tengelyvég kialakítása is módosítható).

A szárny csúcsánál ($x = 1,0$ és $0,95$) viszont beláthatóan a szilárdsági feltétel marad el. Így a legkülső szárnymetszet vastagságát a gyárthatósági és egyéb szempontok (a vízben felkavart kavicsok ütéshatása, stb.) figyelembevételével szabadon meghatározhatjuk. A felvett t és a kiszámított C_{Lc} értékből nyert C_{Lc}/t és a kavitáció elkerülését biztosító $a\sigma_0$ értékek függvényében a 4.3.2.4.2.1.10 ábrából kiolvasható a szárnymetszet karcsúságának értéke (t/c), ezzel a szárny csúcsánál lévő szárnymetszet hossza meghatározható:

$$c = t/(t/c)$$

A közbenső szárnymetszetek vastagságának felvételéhez a szárny csúcsánál és a szárny tövénél meghatározott vastagsági értékek ($t_{1,0}$ és $t_{0,2}$) között felvehetjük a többi x értékhez tartozó metszet vastagságát, pl. lineáris eloszlásban. Ezzel meghatározzuk a szilárdságilag szükséges metszethosszakat

$$c_{szil} = t^2c/t^2$$

és a

$$C_{Lc}/t$$

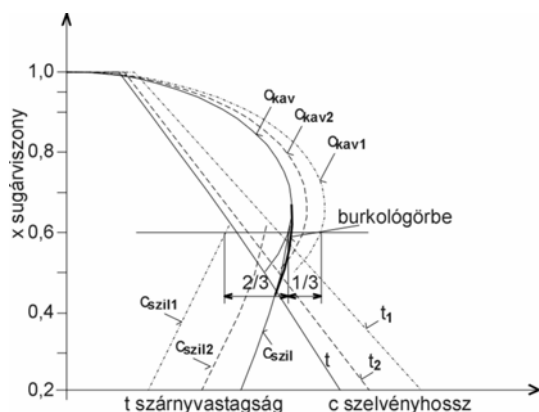
értékeket. A 4.3.2.4.2.1.10 ábra diagramjában a függőleges tengelyen az adott értékekhez vízszintes, a vízszintes tengelyen pedig az $a\sigma_0$ értékhez függőleges egyenest húzunk. A két rendező kijelöli azt a profilt, amely a megfelelő t/c és f/c értékekkel bír. Az utóbbival most nem kell foglalkoznunk, mert csak a szilárdsághoz és a kavitációhoz szükséges c_{szil} és c_{kav} metszethosszakra van szükségünk. A kavitáció elkerüléséhez szükséges metszethossz

$$c_{kav} = t/(t/c)$$

{41}	42	43	{44}	{45}
$t_1; t_2; t$	$(C_{Lc}/t)_1; (C_{Lc}/t)_2; C_{Lc}/t$	$(t/c)_1; (t/c)_1; t/c$	$c_{kav1}; c_{kav2}; c_{kav}$	$c_{szil1}; c_{szil2}; c_{szil}$

A {} azt jelöli, hogy az oszlop értékeit x függvényében diagramba kell felvinni.

41. Felvesszük t_1 értékeit, majd a 4.3.2.4.2.1.11 ábra szerinti diagram c_{szil} és c_{kav} értékei alapján módosítjuk t_2 -re és végül t -re. A diagramon a vastagságértékeket az x függvényében ábrázolva a közbeeső metszetek vastagságának felvételét is elvégezhetjük. Az így felvett vastagságok alapján minden metszetre meghatározzuk a c_{szil} és a c_{kav} értékeket (gyakorlatilag elegendő a szilárdsággal csak 0,2 és 0,6 sugárviszony határok között foglalkozni, a kavitációval pedig 0,6-on kívül). Ezeket ismét az x függvényében ábrázoljuk. A szárnytő és a szárny csúcsa közötti vastagság-eloszlást módosítgatva (szükség esetén $x = 0,6$ metszetenél is változtathatunk a lineáris eloszlástól eltérve) olyan vastagság-eloszlást nyerhetünk, amelynél a kétféle



4.3.2.4.2.1.11 ábra A szárnyszelvények hosszának kiegyenlítése

metszethossz görbéhez egy jó burkológörbét rajzolhatunk (mivel c_{szil} képletében t négyzetesen szerepel, módosításnál a végleges metszethosszak az első próbálkozáshoz képest 2/3-1/3 arányban fognak találkozni). Ehhez kiszámoljuk a végleges t vastagságokat.

A végleges metszethosszakat a burkológörbe alapján vehetjük fel. Az így felvett végleges metszethosszakhoz az előzőekben közölt módszerek alapján a metszetek maximális vastagságának értékeit kissé még korrigálhatjuk.

42. $C_L c / t = [14] / [41]$.

43. [42] és [40] alapján 4.3.2.4.2.1.10 ábrából.

44. $c_{kav} = t / (t/c) = [41] / [43]$.

45. $c_{szil} = t^2 c / t^2 = [36] / [41]^2$.

A 4.3.2.4.2.1.11 ábra mutatja a végleges c metszethosszak meghatározását.

A végleges t értékeket most már beírhatjuk a 41. oszlopba, és a t és c értékből számított t/c és $C_L c / t$ értékek függvényében most már a 4.3.2.4.2.1.10 ábrából kiolvashatjuk az f/c értékeket, amiből f számítható.

A NACA 16 $a = 0,8$ szelvényekre érvényes közelítő tapasztalati összefüggéssel számítással közvetlenül is meghatározhatjuk a metszet íveltségének értékét

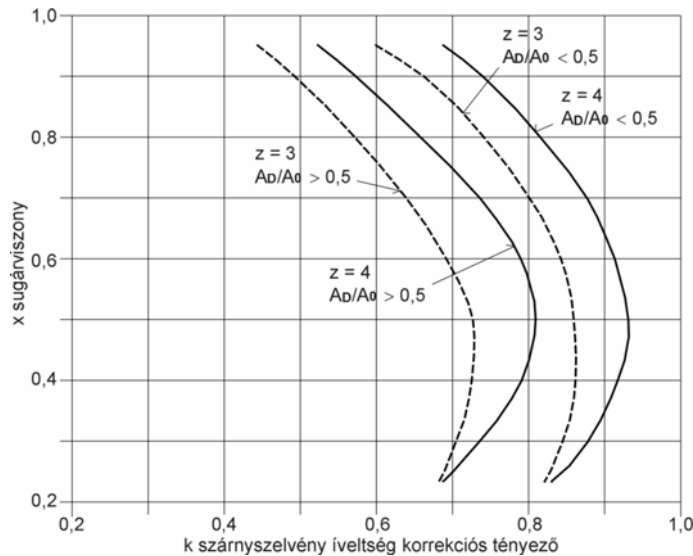
$$f \cong 0,0678 C_L c$$

Az eredő erőhatások és jellemzők számítása

Megközelítőleg húrírányú megfúvásnál, tehát ütközésmentes belépés esetén a profil ellenállás-tényezője azonos vastagságeloszlásnál állandó, $C_D \cong 0,008$. Így a NACA 16 vastagságeloszlás esetén a metszet siklószáma megközelítőleg

$$\varepsilon = 0,008/C_L = 0,008c/(C_L c)$$

A NACA 16 profilok jellemzőit tartalmazó diagramból nyert f/c íveltség olyan profilokat tételez fel, amelyek a homogén áramlásban egyedül vannak jelen, tehát nem módosítják az áramvonalak egyenes vonalát. A valóságban azonban a rácsrendszert alkotó hajócsavarszárnyak az egyenes áramvonalakat meggörbítik, és ez azt okozza, hogy a szelvény íveltsége virtuálisan kisebb lesz. Ez viszont felhajtóerő veszteséget okoz, tehát korrekciót kell alkalmazni az íveltség értékénél. Ezt a jelenséget első ízben a



4.3.2.4.2.1.12 ábra
Szárnyszelvény íveltségének
Ludwig-Ginzel korrekciós
tényezője

német *Ludwig és Ginzel* vette figyelembe 1944-ben Göttingenben, az utóbbi a témával a washingtoni modellkísérleti intézetben tovább foglalkozott. Módszerüket általánosan átvették a szakterület kutatói. A 4.3.2.4.2.1.12 ábra azt a diagramot mutatja, amelyből az általuk javasolt k korrekciós

tényezőket nyerhetjük.

A 4.3.2.4.2.1.10 ábrából a végleges vastagságeloszlással kapott f/c értékeket a következő képlettel lehet korrigálni

$$f_0/c = (1/k)(f/c)$$

Az így kapott íveltséget azonban az alábbi μ anyag- illetve felületminőségi tényező figyelembevételével tovább kell módosítani

$$f_{\text{geom}}/c = K(f_0/c)$$

ahol $K = (1,3 + 0,7\mu)/(2\mu)$

A μ még egy helyen szerepet kap. Amikor kezdetben a metszetek húrjának beállítási szögét meghatároztuk, nem vettük figyelembe a rácshatást és a szárny felületén fellépő súrlódási veszteségeket. Emiatt azt most $\Delta\alpha$ szöggel meg kell növelnünk. A holland hajókísérleti intézet ajánlása szerint

$$\Delta\alpha = ((1-\mu)/\mu)2(180/\pi)(f/c)$$

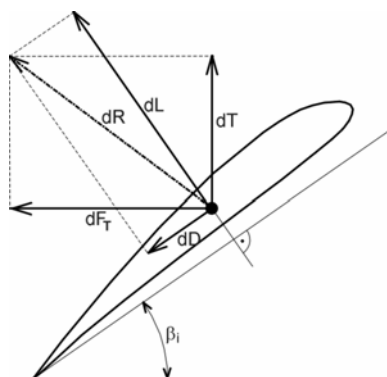
ahol μ a szárny anyagától és felületének minőségétől függ, nagysága 0,75 és 0,8 között

van. Nem követünk el nagy hibát, ha a mangán-sárgaréz alkalmazása esetén szokásos felületi finomsággal számolunk, azaz

$$\Delta\alpha = 14,6(f/c) \text{ [fok]}$$

A szárnymetszetek beállítási szöge ezzel

$$\varphi = \beta_i + \Delta\alpha$$



4.3.2.4.2.1.13 ábra A szárnyszelvény erőábrája

Mivel a számításokat táblázatos formában érdemes végrehajtani, az egyes oszlopok összegezésével az alábbi eredmények számítása igen egyszerűen elvégezhető.

A 4.3.2.4.2.1.13 ábra jelölései értelmében, mivel a β_i szög a dD ellenállás-erő melletti ellenkező állású és a dR eredő erő csúcsánál levő merőleges derékszögű háromszögben is megtalálható, a dT és dF_T erőt a

következésképpen írhatjuk fel:

$$dT = dL \cos \beta_i - dD \sin \beta_i \quad \text{illetve} \quad dF_T = dL \sin \beta_i + dD \cos \beta_i$$

mivel $dD = \varepsilon dL$, ez a következőképpen egyszerűsödik:

$$dT = dL (\cos \beta_i - \varepsilon \sin \beta_i) \quad \text{illetve} \quad dF_T = dL (\sin \beta_i + \varepsilon \cos \beta_i)$$

Tehát a hajócsavar egy szárnyán keletkező tolóerő

$$T_{p0} = \int_{0,2R}^R (dL/dr) (\cos \beta_i - \varepsilon \sin \beta_i) dr \cong (2/3)(R/10) \Sigma (\alpha (dL/dr) (\cos \beta_i - \varepsilon \sin \beta_i))$$

és támadáspontjának sugara

$$r_T \cong R (\Sigma (\alpha (dL/dr) (\cos \beta_i - \varepsilon \sin \beta_i)) / \Sigma (\alpha (dL/dr) (\cos \beta_i - \varepsilon \sin \beta_i)))$$

A hajócsavar egy szárnyán keletkező kerületi erő:

$$F_T = \int_{0,2R}^R (dL/dr) (\sin \beta_i + \varepsilon \cos \beta_i) dr \cong (2/3)(R/10) \Sigma (\alpha (dL/dr) (\sin \beta_i + \varepsilon \cos \beta_i))$$

és támadáspontjának sugara

$$r_{FT} = R (\Sigma (\alpha (dL/dr) (\sin \beta_i + \varepsilon \cos \beta_i)) / \Sigma (\alpha (dL/dr) (\sin \beta_i + \varepsilon \cos \beta_i)))$$

A hajócsavar által felvett nyomaték:

R

$$Q = \int_{0,2R}^R (dL/dr)(\sin\beta_i + \varepsilon \cos\beta_i) r dr \cong (2/3)(R^2/10) \Sigma(\alpha x(dL/dr)(\sin\beta_i + \varepsilon \cos\beta_i))$$

A hajócsavar nyújtott felülete

$$A_D = \int_{0,2R}^R c dr \cong (2/3)(R/10) \Sigma \alpha c$$

A hajócsavar 0,2R sugáron kívül eső szárnyrészének súlya

$$G_0 = \int_{0,2R}^R 0,737 c t \gamma dr \cong (2/3)(R/10) 0,737 \gamma \Sigma \alpha c t$$

és súlypontjának sugara

$$r_G = R(\Sigma(\alpha x c t) / \Sigma(\alpha c t))$$

A 0,737 szorzót a NACA 16 típusú metszetvastagság-eloszlás $2y/t$ értékeinek (lásd a NACA szelvények mérettáblázatában) grafikus integrálásával nyertük.

Egy szárnyon fellépő centrifugális erő:

$$C_0 = \int_{0,2R}^R 0,737 c t (\gamma/g) r \omega^2 dr \cong (2/3)(R^2/10) 0,737 (\gamma/g) \omega^2 \Sigma \alpha x c t$$

Egy szárny poláris tehetetlenségi nyomatéka:

$$I_{p0} = \int_{0,2R}^R 0,737 c t (\gamma/g) r^2 dr \cong (2/3)(R^3/10) 0,737 (\gamma/g) \Sigma \alpha x^2 c t$$

46	47	48	49	50	51	52	53	54
c	t/c	f/c	$\Delta p/q$	k	f_{geom}/c	$\Delta \alpha$	C_L	ε

46. Végleges szelvény húr hosszak a 4.3.2.4.2.1.11 ábrából.

47. Végleges $t/c = [41]/[46]$.

48. Végleges t/c és $C_L c/t$ értékekhez tartozó f/c értékek a 4.3.2.4.2.1.10 ábrából.

49. Kavitációs ellenőrzés: a $\Delta p/q$ értékek a 4.3.2.4.2.1.10 ábrából olvashatók le a t/c és f/c görbék metszéspontjánál, ki kell elégíteniük azt a feltételt, hogy $\Delta p/q < \alpha \sigma_0$.

50. Szárnyszelvény íveltség korrekciós tényező k a 4.3.2.4.2.1.12 ábrából.

51. A hajócsavar rajzon ábrázolt és a hajócsavar gyártásánál megvalósított geometriai szárnyszelvény íveltség: $f_{\text{geom}}/c = K(f_0/c) = K(1/k)(f/c) = K([48]/[50])$

ahol $f_0/c = (1/k)(f/c)$

$K = (1,3 + 0,7\mu)/(2\mu)$, a μ értéke 0,75 és 0,8 között vehető fel a hajócsavar anyaga és felületi minősége szerint (színesfémhez és jó felületminőséghez a kisebb érték tartozik).

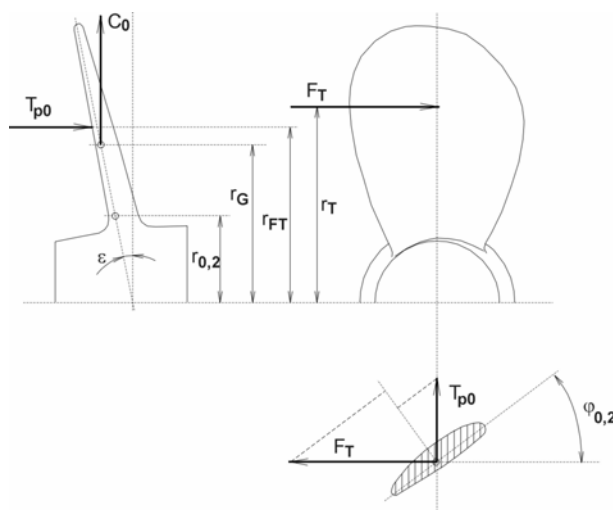
52. Megfűvási szög korrekciója: $\Delta \alpha = 14,6(f/c)$ [fok]

53. Ellenőrzés: $C_L = C_L c/c = [14]/[46]$.

54. Siklószám: $\varepsilon = 0,008/C_L = 0,008/(C_L c) = 0,008[46]/[14] = 0,008/[53]$

55	56	57	58	59	60	61	62	63
$\varepsilon \sin \beta_i$	$\varepsilon \cos \beta_i$	$\cos \beta_i - \varepsilon \sin \beta_i$	$\sin \beta_i + \varepsilon \cos \beta_i$	$\alpha d T$	$\alpha d F_T$	$\alpha x d F_T$	f_{geom}	φ
Σ			Σ	Σ	Σ			

55. [10][54]



4.3.2.4.2.1.14 ábra A hajócsavar szárnytővét terhelő hajlító-nyomatékok

56. [11][54]

57. [11]-[55]

58. [10]+[56]

59. [19][57] a tolóerő számításához.

60. [19][58] a kerületi erő számításához.

61. [1][60] a nyomaték számításához.

62. [46][51]

63. Szárnymetszet beállítási szöge: $\varphi =$

$$\beta_i + \Delta\alpha = [5] + [52]$$

64	{65}	66	67	68	69	70
$\lg \varphi$	P	P_{kor}	αc	αtc	x^2	$\alpha x^2 tc$
			Σ	Σ		Σ

64. $\lg[63]$

65. A hajócsavar emelkedése az adott x sugárviszonynál: $P = xD\pi \lg \varphi = D\pi[1][64]$.

A {} azt jelöli, hogy az oszlop értékeit x függvényében diagramba kell felvinni és korrigálni kell az értékeket, hogy szép folyamatos görbét adjanak.

66. Korrigált emelkedés értékei, a 65. oszlop értékeinek helyesbítésével nyerhetők.

67. $\alpha[46]$ ($\alpha =$ Simpson-szorók: 0,5; 2; 1; 2; 1; 2; 1; 2; 0,5) a szárnyfelülethez.

68. $\alpha[41][67]$ a szárnytérfogat és súly számításához.

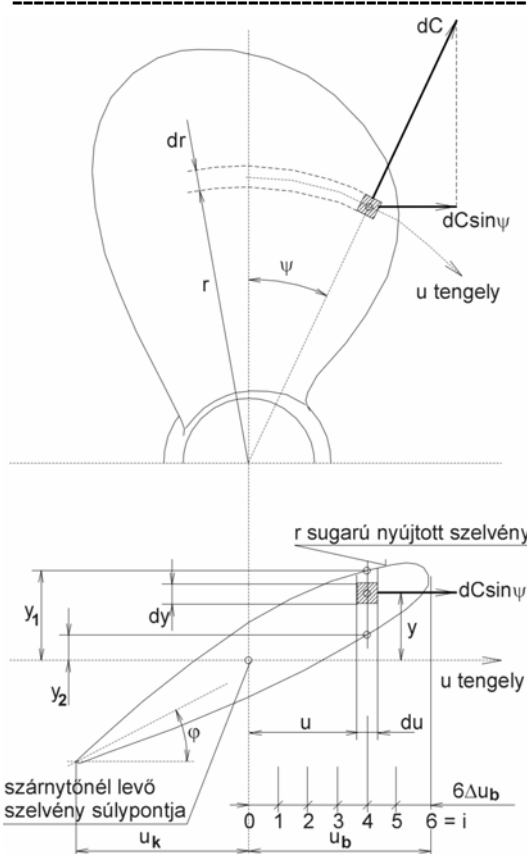
69. $[1]^2$

70. [68][69] a szárny poláris tehetetlenségi nyomatékának számításához.

Ezzel a szárnyszelvények minden adata ismert előttünk, megrajzolhatjuk a hajócsavart. Előtte azonban el kell végezni a végső szilárdsági és egyéb számításokat.

A szárny tövének szilárdsági ellenőrzése

A $0,2R$ sugarú szárnymetszetet terhelő nyomatékok a hidrodinamikai erőhatásokból a 4.3.2.4.2.1.14 ábra szerint:



4.3.2.4.2.1.15 ábra A centrifugális erő csavaró-nyomatékának meghatározása

$$M = T_{p0}(r_T - r_{0,2})\cos\varphi + F_T(r_{FT} - r_{0,2})\sin\varphi$$

ahol φ a fentiek szerint a $0,2R$ sugarú metszet beállítási szöge és a centrifugális erőből eredő nyomaték (csak hátrahajló csavarszárnynál)

$$M_C = C_0(r_G - r_{0,2})\tan\varepsilon$$

ahol ε a szárny alkotójának hátrahajlási szöge.

A fellépő eredő húzófeszültség

$$\sigma_H = (10,25/(t^2c))(M + M_C) + (C_0/(0,737t^2c))$$

A nyomófeszültség

$$\sigma_N = (10,85/(t^2c))(M + M_C) - (C_0/(0,737t^2c))$$

Amint már szó volt arról a szükséges

keresztmetszeti tényezők meghatározása során, a hajócsavarok szilárdsági ellenőrzésénél a jelenlegi általános gyakorlat szerint csak ezeket a feszültségeket határozzuk meg, a szárny tövét terhelő további feszültségeket elhanyagoljuk. A nemzetközi előírásokban ennek megfelelően adják meg a megengedhető maximális feszültségek értékeit is sokkal alacsonyabban az általános gépészeti megengedett feszültségekhez képest. Ennek ellenére érdemes a többi feszültségre is figyelmet fordítani.

A szárnytőnél levő szárnymetszet csavarásra is igénybe van véve. Csavaró-nyomaték származik a szárny egyes metszetein fellépő hidrodinamikai erőhatásokból és a szárny tömegelemeire ható centrifugális erőkből. A kétféle nyomaték a szárnyat ellentétes értelemben csavarja. A hidrodinamikai erőkből adódó nyomaték az egyes szárnymetszetek beállítási szögét növelni, a centrifugális erőből adódó pedig csökkenteni igyekszik. Általában az egyes szárnymetszeteket a csavarszárnnyal alkotójához képest úgy igyekszünk elhelyezni, hogy a hidrodinamikai erőhatások eredője az alkotó közelébe essék. Például a NACA 16 típusú profiloknál a mérések szerint a profil-menti nyomások eredője megközelítőleg a profil húrjának felezőjébe esik, így a metszeteket az alkotóra szimmetrikusan helyezzük el. Ezért a hidrodinamikai erőhatásokból származó csavaró-nyomaték a centrifugális erőhatásokból adódóhoz képest igen kis értékű, s nem követünk el nagy hibát, ha számításainknál elhanyagoljuk. Az elkövetett hiba egyébként is a biztonságot növeli, mivel a kétféle csavaró-nyomaték ellentétes értelmű.

A centrifugális erőből származó csavaró-nyomatékot a 4.3.2.4.2.1.15 ábra alapján

határozhatjuk meg.

Az r sugarú szárnymetszet egy elemi tömegére

$$dC = (\gamma/g)\omega^2 r dr dy$$

centrifugális erő hat, amelynek iránya merőleges a hajócsavar tengelyére. Ez az erő a szárny tövében levő metszet súlypontján átmenő tengely körül

$$dM = y dC \sin \psi$$

csavaró-nyomatékot fejt ki, ahol $\psi = u/r$. Mint látható, a szárny valamennyi elemi részecskéjére ható centrifugális erő azonos értelemben csavarja a szárnyat. Így a szárny tövére ható eredő nyomaték a következő kifejezéssel írható le:

$$M_{cs} = (\gamma/g)\omega^2 \int_{0,2R}^R \int_{u_k}^{u_b} y \sin \psi dy dr = \frac{1}{2} (\gamma/g)\omega^2 [r \int_{0,2R}^R (y_1^2 - y_2^2) \sin \psi du] dr$$

Az integrál értékét a hajócsavar megrajzolása után aránylag könnyen meghatározhatjuk. A hajócsavar rajzolása során elkészítettük az egyes szárnymetszetek nyújtott körvonalait (a profil sablonrajzait). Ezeket úgy helyezzük el, hogy a metszet húrja a vízszintessel a metszet beállítási szögét, a

$$\varphi = \arctg(P/D\pi x) \quad \text{szöget}$$

zárja be. A vizsgálandó metszeteiken bejelöljük a szárnytőnél lévő $(0,2R)$ metszet súlypontjának helyét, s azon keresztül függőlegest húzunk. Ezen függőlegestől a metszet belépőéléhez és kilépőéléhez húzható függőleges érintőig terjedő vízszintes távolságot lemérjük (u_k és u_b).

Az u_k és u_b távolságokat $a = 6-10$ (páros számú) azonos hosszúságú szakaszra osztjuk (Δu_k és Δu_b). Minden osztásnál lemérjük az y_1 és y_2 távolságokat. Az ábrán a belépőél felőli részen rajzoltuk be az osztásokat, és az $i = 4$ számú rendezőnél láthatjuk bekottázva az y távolságokat.

Valamennyi szakasznál meghatározzuk az

$$A_i = (y_1^2 - y_2^2) \sin \psi$$

értékeket, ahol

$$\psi = i \Delta u / r$$

Ezek után grafikus integrálással meghatározhatjuk az

$$\int_{u_k}^{u_b} (y_1^2 - y_2^2) \sin \psi du \cong (2/3) \left[(\Delta u_b \sum_{i=0}^a A_i) + (\Delta u_k \sum_{i=0}^a A_i) \right] = (2/3) B_x$$

integrál értékét minden r sugarú szárnymetszetnél, ahol α a Simpson szorzó. Ezzel a számítandó nyomaték

$$M_{cs} = (1/3)(\gamma/g)\omega^2 \int_{0,2R}^R r B_x dr$$

illetve a szokásos $x = r/R$ helyettesítéssel

$$M_{cs} = (1/3)(\gamma/g)R\omega^2 \int_{0,2}^1 x B_x dx \cong (1/45)(\gamma/g)R\omega^2 \sum_{0,2}^1 \alpha x B_x$$

alakban kifejezve kiszámítható. A 45 értékű állandó akkor érvényes, ha az egyes szárnymetszeteket egymástól a szokásos módon $0,1R$ távolságra rajzoljuk meg. Figyelembe kell vennünk, hogy a jelenleg szokásos szabványos szilárdsági ellenőrzés során nem a szárnytő legveszélyesebb keresztmetszetére, hanem megállapodás szerint a $0,2R$ sugáron lévő nyújtott körhenger-metszetre számítjuk a mértékadó feszültségeket. A nemzetközi szabvány a megengedett feszültségek megadásánál ezt figyelembe is veszi. Tehát ha szilárdsági számításainknál a hajócsavarokra adott értékektől eltérő, a szerkezeti anyagoknál a műszaki gyakorlatban általánosan használt megengedhető feszültségeket vesszük alapul, nemcsak az igénybevételt okozó erőhatásokat kell hiánytalanul számításba vennünk, hanem meg kell keresnünk a csavarszárnny alkotójának a $0,2R$ sugarú pontján átfektethető sík által kimetszett, legkedvezőtlenebb keresztmetszeti tényezőkkel rendelkező síkmetszetet is, és az itt jelentkező feszültségeket kell meghatároznunk.

4.3.2.4.2.2 Fartőke mögött működő hajócsavar tervezése örvényelmélettel

A fejezet elején egyértelművé tettük, hogy az örvényelmélettel végzett hajócsavar tervezés menetében jelentős eltérés van az oldalt elhelyezett hajócsavarok és a fartőke mögött üzemelők között. További jelentős különbség van a megközelítésben a gyűrűben működő hajócsavarok területén, amelyek számításánál azok szivattyú jellegéből indulunk ki.

A fartőke mögött a hajócsavarkörben mérhető tengelyirányú sebességek olyan mezőt alkotnak, ahol a kétsavaros hajók hajócsavarjainak sebességmezejével ellentétben a különböző sugárviszonyokhoz tartozó körpályák mentén az átlagos sodortényező értékek között jelentős eltérés van (ld. 4.3.2.4.2.2 ábra).

Emiatt a számítás kiindulási adatainak meghatározásánál több tényezőt kell figyelembe venni. A kétsavaros hajó hajócsavarjánál abból indultunk ki, hogy az η_{pi} ideális hatásfok a sugár mentén állandónak tartandó a minimális energiavesztés megvalósítása érdekében. A sugár mentén változó sodortényező miatt egysavaros hajónál az ideális propulziós tényezőt tartjuk konstansnak, vagyis

$$\xi_i = dR_i V / (dF_{Ti} r \omega) = \text{konstans}$$

ahol $dR_i = (1-t_x)dT_i$ elemi hajóellenállás (szemben az elemi tolóerővel)
 $V_S = \text{hajósebesség}$ $V_S = V_{Ax}/(1-w_x)$ azaz $V_{Ax} = V_S(1-w_x)$

Az ideális propulziós tényező

$$\xi_i = ((r\omega - \frac{1}{2}U_T)/(V_{Ax} + \frac{1}{2}U_A))(V_{Ax}/r\omega)((1-t_x)/(1-w_x))$$
$$\xi_i = dR_i V / (dF_{Ti} r\omega) = (dT_i V_{Ax} / (dF_{Ti} r\omega))((1-t_x)/(1-w_x)) = (\text{tg}\beta / \text{tg}\beta_i)((1-t_x)/(1-w_x))$$

Ebből $\text{tg}\beta_i$ a következőképpen írható

$$\text{tg}\beta_i = (1/\xi_i)((1-t_x)/(1-w_x))\text{tg}\beta$$

Indukciós tényezőn alapuló eljárás

A washingtoni David Taylor Model Basin intézet *H. W. Lerbs* vezetésével az 1950-es években számításokat végzett egy hajócsavar családra, és annak eredményeit részben közreadta.

Az indukciós tényezőket kb. húsz évvel korábban *Kawada* japán hajómérnök vezette be, azonban a washingtoni szakemberek dolgoztak ki olyan elméletet, amellyel a változó sodormezőben dolgozó hajócsavarok méretezését el lehetett végezni.

Főként amerikai szakemberekhez jutottak el az eredmények, az elvek ismereteseek, de a számításoknál alkalmazott segédletekhez nehéz hozzájutni.

Sorozatméréseken alapuló módszer

Az ideális propulziós tényező értékének meghatározásánál az ideális propulziós hatásfokra van szükségünk, amelynek értéke változó, azonban ismerjük a kapcsolatot a két mennyiség között

$$\xi_i = \eta_{\text{pix}}((1-t_x)/(1-w_x))$$

A 4.3.2.4.2.1 és 4.3.2.4.2.2 táblázatból látható, hogy optimális hajóforma esetén $x = 0,6$ sugárviszonynál egyezik meg a teljes hajócsavarkörre érvényes átlagos sodortényező értéke a sodormező helyi értékével, U- és V-bordánál ez az érték valamivel 0,6 felett van. Nem követünk el tehát nagy hibát, ha a Kramer diagramból meghatározzuk az ideális hatásfok értékét a kétcsavaros hajó hajócsavarjánál ismertett módon (4.3.2.4.2.1 fejezet) iterációval, és azt a $0,6R$ sugáron érvényes értéknek vesszük. Ehhez az előbbi képletből a 0,6-os sugárviszonynál használható helyi szívás- és sodortényezővel meghatározzuk az ideális propulziós tényező értékét. Kiindulásunk szerint ez az érték az egész hajócsavarra konstans, ezért ezt tekintjük érvényesnek a teljes számítás során.

Mivel $1-t_x = ((1-t_x)/(1-t))(1-t)$ és $1-w_x = ((1-w_x)/(1-w))(1-w)$

$$\xi_i = \eta_{\text{pix}}((1-t_x)/(1-t))((1-w)/(1-w_x))((1-t)/(1-w)) = \eta_H \eta_{\text{pix}}((1-t_x)/(1-t))((1-w)/(1-w_x))$$

A szorzat négy tényezője közül az η_H testhatásfok konstans a hajócsavarnál, az utolsó kettő pedig a 4.3.2.4.2.1 és 4.3.2.4.2.2 táblázatból vehető ki a hajóalak és a sugárviszony ismeretében.

Ezzel az egyes sugárviszonyokhoz tartozó propulziós hatásfok

$$\eta_{\text{pix}} = (\xi_i/\eta_H)((1-w_x)/(1-w))((1-t)/(1-t_x))$$

Magától értetődik, ha a felhajtóerő számítás során kiderül, hogy a kiindulási érték nem megfelelő, korrigáljuk és a számítást addig a pontig megismételjük. A kiindulási adatok (T tolóerő, R_T hajóellenállás vagy $R_T + F_P$ ellenállás plusz kötélérő, V és V_A sebességek, w_x sodor- és t_x szívási tényező eloszlás, n_s és n fordulatszámok, Q' és Q nyomatékok, P_E , P_T , P_D és P_B teljesítmények, D hajócsavar átmérő) birtokában elvégezhetjük a táblázatos számítás első fázisát a szelvények hidrodinamikai jellemzőinek meghatározását.

1	2a	2b	2c	3a	3b	4	5	6	7
x	$(1-w_x)/(1-w)$	$(1-t_x)/(1-t)$	$((1-t_x)/(1-t))((1-w)/(1-w_x))$	$\text{tg}\beta$	$\text{tg}\beta_i$	β	β_i	$\beta_i-\beta$	$\text{tg}(\beta_i-\beta)$
0,2									
0,3									
0,4									
0,5									
0,6									
0,7									
0,8									
0,9									
0,95									

1. $x = r/R$

2.a $(1-w_x)/(1-w)$: 4.3.2.4.2.1 ill. 4.3.2.4.2.2 táblázatból

2.b $(1-t_x)/(1-t)$: 4.3.2.4.2.2 táblázatból vagy számolva $(1-t_x)/(1-t) = ((1-w_x)/(1-w))^{1/4}$

2.c $[2.b]/[2.a]$

3.a $\text{tg}\beta = V_{Ax}/(r\omega) = V_{Ax}/(R\omega x) = V((1-w_x)/(1-w))(1-w)/(R\omega x) = ((1-w_x)/(1-w))(1-w)\lambda/x = (1-w)\lambda[2.a]/[1]$

3.b $\text{tg}\beta_i = \text{tg}\beta/\eta_{\text{pix}} = \text{tg}\beta(\eta_H/\xi_i)((1-w)/(1-w_x))((1-t_x)/(1-t)) = (\eta_H/\xi_i)[2.c][3.a]$

4. $\beta = \arctg[3.a]$

5. $\beta_i = \arctg[3.b]$

6. $\beta_i-\beta = [5]-[4]$

7. $\text{tg}(\beta_i-\beta) = \text{tg}[6]$

8	9	10	11	12	13	14	15
$\cos(\beta_i-\beta)$	$\sin\beta$	$\sin\beta_i$	$\cos\beta_i$	κ	$(4\pi D/z)x\kappa$	C_{Lc}	V

8. $\cos(\beta_i-\beta) = \cos[6]$

9. $\sin\beta = \sin[4]$

10. $\sin\beta_i = \sin[5]$

11. $\cos\beta_i = \cos[5]$

12. κ - a 4.3.2.4.2.1.4, 4.3.2.4.2.1.5, 4.3.2.4.2.1.6 és 4.3.2.4.2.1.7. ábra segítségével

13. $= (4\pi D/z)[1][12]$

$$14. C_L c = (4\pi D/z) x \kappa \sin \beta_i \operatorname{tg}(\beta_i - \beta) = [7][10][13]$$

$$15. V_x = (V_{Ax} / \sin \beta) \cos(\beta_i - \beta) = V_s((1-w_x)/(1-w))(1-w)(\cos(\beta_i - \beta) / \sin \beta) = \\ = V_s(1-w)[2.a][8]/[9]$$

A számítás többi lépése megegyezik a homogén sebességmezőben dolgozó (kétszaváros) hajócsavaroknál látott számítással.

A változó sodortényező figyelembe vétele két hatással jár ahhoz képest, mintha átlagos sodortényezővel dolgoznánk:

- a hajócsavar hatásfoka kb. 5%-kal magasabb, ami kétségtelenül eredmény,
- a szárnyszelvények emelkedése nagyobb mértékben változik, ami nagyobb odafigyelést igényel, mivel az erősebben változó emelkedés miatt jobban kell ügyelni arra, hogy az emelkedés görbéje jól ki legyen egyenlítve.

4.3.2.4.2.3 Kört gyűrűben és sugárhajtóműben dolgozó hajócsavarok méretezése örvényelmélettel

A gyűrűben és csőben dolgozó hajócsavarok tervezése olyan sok mindenben eltér az eddig ismertett két másik csoporttól, hogy a következőkben előfordul, hogy lesznek olyan gondolatmenetek, amelyek ismétlésnek tűnnek. Erre azért van szükség, mert az a szakember, aki ennek az anyagnak a segítségével gyűrűben dolgozó hajócsavart akar tervezni, valószínűleg nem tanulmányozza át a teljes fejezetet, és számára kimaradna több olyan összefüggés, amely elengedhetetlen a számítási eljárás egészének megértéséhez.

A vízsugárhajtást és a Kort-gyűrűs propellert alapelveiben hasonló propulziós rendszernek tekinthetjük. Mindkét propellertípusnál a csőben, illetve a gyűrűben elhelyezett hajócsavar egy meghatározható nyomáskülönbséget létesít, amely a vizet felgyorsítja a csőben illetve a gyűrűben jelentkező ellenállások ellenében.

A Kort-gyűrű ideálisan rövid, irányeltérítés nélküli, tehát igen kis ellenállású sugárhajtóműként is felfogható, amely a gyűrűn ébredő tolóerő révén lényegesen kisebb terhelésű, tehát jobb hatásfokú hajócsavar alkalmazását teszi lehetővé. Bár a teljes propeller tervezésének módszere (a megfelelő sugárhajtómű-csőrendszer, illetve a megfelelő méretű és típusú gyűrű meghatározása, az optimális csavarátmérő és az optimális fordulatszám megállapítása) eltér a két propellertípusnál, a víz felgyorsításához szükséges nyomáskülönbséget létrehozó hajócsavar tervezése lényegében azonos módon hajtható végre.

A Kort-gyűrűs propeller főméreteinek megválasztása

A hajó propulziójának előzetes vizsgálatához, a várható üzemi jellemzők meghatározásához, továbbá a választott típusú Kort-gyűrűben működő hajócsavar tervezéséhez szükséges főméretek megállapításához a 4.3.2.3.1.2.2 fejezetben említett kísérleti eredményeket jól felhasználhatjuk.

Mint minden más típusú propeller tervezésénél, így a Kort-gyűrűs propeller tervezésénél is, az első feladat a hajóba építendő főgép megválasztása. A beépítésre alkalmas motortípusok korlátozott számban állnak rendelkezésünkre és az egymáshoz

legközelebb álló típusok teljesítményei 10-30%-kal különböznek. Így általában csupán az elméletileg szükséges motorteljesítményhez közel álló, de azzal nem pontosan azonos névleges teljesítményű motort építhetünk be a hajó hajtására. Ez egyúttal azt is jelenti, hogy a szükséges teljesítmény értékének előzetes meghatározását elegendő csupán közelítőleg elvégeznünk.

A hajótest főméreteinek birtokában irodalmi adatok (pl. a 4.3.2.4.2.3 ábrában közölt Harvald-diagram) alapján felvett szívási illetve sodortényező segítségével megállapíthatjuk a propeller szükséges tolóerejét (T), az adott vagy felvett hajósebességhez tartozó nyíltvízi hajócsavar haladási sebességet (V_A), és az alkalmazható legnagyobb hajócsavar átmérőt (D_{\max}). A rendelkezésünkre álló motortípusok és fordulatszám-csökkentő művek adatainak ismeretében a megvalósítható csavarfordulatszámokhoz (n) néhány különböző $D \leq D_{\max}$ átmérő felvételével tolóerő-tényezőt és sebességi tényezőt számolhatunk.

$$K_T = T/(\rho n^2 D^4)$$

$$J = V_A/(nD)$$

ahol T [kgm/s², N] a szükséges tolóerő
 ρ [kg/m³] a víz sűrűsége
 n [sec⁻¹] a hajócsavar fordulatszáma
 D [m] a hajócsavar átmérője
 V_A [m/s] a gyűrű + csavar együttes haladási sebessége.

Ezeknek segítségével valamely gyűrűs propellertípus sorozat nyíltvízi mérési eredményeiből (pl. K.4.55 és K.a.4.55 csavar 19 vagy 19-A gyűrűben, amelyeket a 4.3.2.3.1.2.2.5, 4.3.2.3.1.2.2.6, 4.3.2.3.1.2.2.7, 4.3.2.3.1.2.2.8, 4.3.2.3.1.2.2.9 és 4.3.2.3.1.2.2.10 ábra mutat) meghatározhatjuk a propeller által igényelt nyíltvízi nyomatékot.

$$Q' = K_Q \rho n^2 D^5 \quad [\text{kgm}^2\text{s}^2, \text{Nm}]$$

Ebből a különböző felvett fordulatszámok és átmérők esetében szükséges motorteljesítményt megkapjuk, és ezek közül a legkedvezőbbet kiválaszthatjuk.

A szükséges motorteljesítmény ismeretében üzembiztonsági, gazdasági megfontolások alapján a beépítendő főgép is kiválasztható.

Közvetlen hajtás esetén az optimális átmérő értékét az adott fordulatszám alapján a 4.3.2.3.1.2.2.13 ábra segítségével közvetlenül meghatározhatjuk. Az optimálisnál kisebb átmérő esetén, ami miatt fordulatszám-módosító hajtómű beépítésére van szükség, az optimális fordulatszám értékét legegyszerűbben a különböző fordulatszámok felvételével, az egyes felvett fordulatszámokkal adódó tolóerők összehasonlításával állapíthatjuk meg. E célra jól használhatjuk a 4.3.2.3.1.2.2.7, 4.3.2.3.1.2.2.11 és 4.3.2.3.1.2.2.12 ábrán látható diagramokat.

BBBZ kódex

Adott fordulatszám, motorteljesítmény és hajósebesség esetén az optimális átmérőt, továbbá adott átmérő esetén a várható hatásfokot és tolóerő értékeket a következő példában közölt módon határozhatjuk meg.

PÉLDA. Egy kisméretű kétszavaros folyami tolóhajón a beépített főgépek fékpadi teljesítménye tengelyenként $P_B = 132 \text{ LE}$, $N = 500 \text{ min}^{-1}$ hajócsavar fordulatszám esetén. A hajó sebessége $V = 12 \text{ km/h}$. Az optimális átmérő meghatározásához Taylor teljesítménytényezője

$$B_P = nP^{0,5}/V_A^{2,5} = 490 \times 125^{0,5}/4,4^{2,5} = 134,9$$

ahol $n = N/(1+c) = 500/1,02 = 490 \text{ min}^{-1}$

$c = 0,02$ léptékhatás tényező

$$P = (75/76)\eta_S\eta_R P_B(1000/\gamma) = (75/76) \times 0,95 \times 1,01 \times 132 \times (1000/1000) = 125 \text{ HP}$$

$\eta_S = 0,95$ a tengelyrendszer mechanikai hatásfoka

$\eta_R = 1,01$ forgási hatásfok

$$V_A = (1-w)V = (1-0,32) \times 12 \times (1/1,852) = 4,4 \text{ csomó} = 2,26 \text{ m/s}$$

$w = 0,32$ sodortényező (Harvald diagramból)

A 4.3.2.3.1.2.2.13 ábra szerint változó emelkedésű csavarnál $\delta_{01} = 322$, állandó emelkedésű csavarnál pedig $\delta_{02} = 358$ adódik. Ezzel az optimális csavarátmérők

$$D_1 = (V_A/n)\delta_{01} = (4,4/490) \times 322 = 2,89 \text{ láb} = 0,88 \text{ m}$$

$$D_2 = (4,4/490) \times 358 = 3,22 \text{ láb} = 0,95 \text{ m}$$

Tegyük fel, hogy a hajó merülése csak olyan méretű gyűrű alkalmazását teszi lehetővé, amelyben legfeljebb 0,8 m átmérőjű hajócsavar fér el. Így a nyíltvízi nyomatéktényező

$$K_Q = Q' / (\rho n^2 D^5) = 1.776 / (1.000 \times 8,17^2 \times 0,8^5) = 0,081$$

ahol $Q' = (P_B/N)716\eta_R\eta_S = (132/500) \times 716 \times 1,01 \times 0,95 = 181 \text{ mkp} = 1.776 \text{ kgm}^2\text{s}^{-2}$

$$\rho = 102 \text{ kpsec}^2\text{m}^{-4} = 1.000 \text{ kgm}^{-3}$$

$$n = 490/60 = 8,17 \text{ sec}^{-1}$$

A sebességtényező

$$J = V_A / (nD) = 2,26 / (8,17 \times 0,8) = 0,346$$

A K.a.4.55 csavar 19-A gyűrűben mért eredményeiből (4.3.2.3.1.2.2.10 ábra) ehhez a K_Q - J érték-párhoz $P/D = 1,38$ névleges emelkedésviszony tartozik. Ehhez az értékhez a diagramból

$$K_T = 0,59 \text{ és } K_{Tg} = 0,22 \text{ értékeket kapunk.}$$

A gyűrűs propeller nyíltvízi hatásfoka így

$$\eta_0 = (K_T/K_Q)(J/2\pi) = 0,59 \times 0,346 / (0,081 \times 2\pi) = 0,401$$

A gyűrűn ébredő tolóerő és az összes tolóerő hányadosa

$$K_{Tg}/K_T = 0,22/0,59 = 0,37$$

Összehasonlításként a K.4.55 (változó emelkedésű) hajócsavar 19. számú gyűrűben mért mérési eredményei alapján nyert értékeit is közöljük (4.3.2.3.1.2.2.5 és 4.3.2.3.1.2.2.6 ábra):

$$K_T = 0,61 \quad K_{Tg} = 0,23$$

Ez esetben a nyíltvízi hatásfok értéke:

$$\eta_0 = 0,61 \times 0,346 / (0,081 \times 2\pi) = 0,414$$

A gyűrűn ébredő tolóerő és az összes tolóerő hányadosa

$$K_{Tg}/K_T = 0,23/0,61 = 0,38$$

A fenti tolóerő-tényezők segítségével a

$$T = \rho n^2 D^4 K_T \quad [\text{N}]$$

összefüggéssel meghatározható tolóerők értékei a következők:

Hajócsavar	állandó emelkedésű (Ka.4.55)	változó emelkedésű (K.4.55)
Összes tolóerő (T , N)	16.128	16.697
Gyűrű tolóerő (T_g , N)	6.023	6.298
Csavar tolóerő (T_p , N)	10.103	10.399

Ha a hajó korlátozott merülése nem teszi lehetővé teljes gyűrű kialakítását, akkor az alábbi módon kell eljárunk. (A továbbiakban csak az állandó emelkedésű csavar adatait használjuk fel a példa követetősége érdekében.)

Tételezzük fel, hogy a hajócsavart 60%-ban ($z = 0,60$) gyűrű, 40%-ban pedig a hajó farából képzett alagút veszi körül. Ez esetben úgy tekinthetjük, mintha a csavar részben Kort-gyűrűben, részben hengeres csőben lenne elhelyezve. Ez utóbbi állapotban várható nyomaték- és tolóerő-érték meghatározására a 4.3.2.3.1.2.2.5 és 4.3.2.3.1.2.2.8 ábrán feltüntetett „vékonyfalú csőben” végzett kísérletek eredményeit használhatjuk.

Az eredő nyomaték-tényező

$$K_Q = zK_Q' + (1-z)K_Q''$$

ahol K_Q' a hajócsavar nyomatóktényezője gyűrűben (4.3.2.3.1.2.2.10 ábra)
 K_Q'' pedig ugyanazon emelkedésű csavar nyomatóktényezője vékonyfalú
csőben (4.3.2.3.1.2.2.8 ábra), azonos sebességi tényezőnél.

A tengely végén rendelkezésre álló nyíltvízi nyomatókkal (Q') azonos nyomatók-
felvételű hajócsavart kell választanunk, azaz

$$Q' = (zK_Q' + (1-z)K_Q'')\rho n^2 D^5$$

illetve a

$$Q' / (\rho n^2 D^5) = K_Q = zK_Q' + (1-z)K_Q''$$

egyenlőséget kell kielégítenünk.

Ha a teljes gyűrűhöz alkalmas 1,38 névleges emelkedésviszonyú csavart választanánk, $J = 0,346$ sebességi tényezőhöz a kétféle diagram alapján a következőket kapjuk:

$$K_Q = zK_Q' + (1-z)K_Q'' = 0,6 \times 0,081 + 0,4 \times 0,093 = 0,0858 \neq 0,081$$

ami nagyobb nyomatókfelvételt ad. Próbálkozással kisebb emelkedésű csavarokat
vizsgálva 1,345 névleges emelkedésnél az egyenlőség helyreáll:

$$K_Q = 0,6 \times 0,0765 + 0,4 \times 0,088 = 0,081$$

Így az eredő tolóerő-tényező az 1,345 névleges emelkedéshez $J = 0,346$ sebességi
tényezővel a 4.3.2.3.1.2.2.8 és 4.3.2.3.1.2.2.10 ábra szerint:

$$K_T = zK_T' + (1-z)K_T'' = 0,6 \times 0,55 + 0,4 \times 0,49 = 0,53$$

A gyűrűn ébredő tolóerő tényezője (4.3.2.3.1.2.2.10 ábrából):

$$K_{Tg} = zK_{Tg}' = 0,6 \times 0,215 = 0,13$$

Így a csavaron ébredő tolóerő:

$$T_p = (K_T - K_{Tg})\rho n^2 D^4 = (0,53 - 0,13) \times 1.000 \times 8,17^2 \times 0,8^4 = 10.938 \text{ N}$$

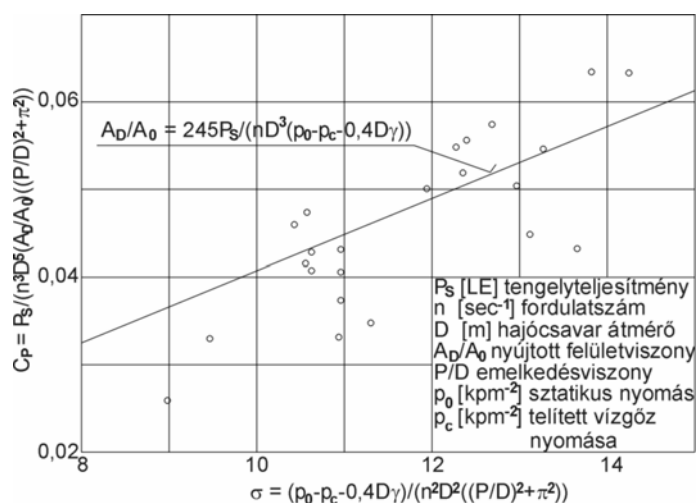
Az összes tolóerő pedig $T = 0,53 \times 1.000 \times 8,17^2 \times 0,8^4 = 14.519 \text{ N}$

Végül pedig a nyíltvízi propeller-hatásfok

$$\eta_0 = (K_T / K_Q)(J / 2\pi) = (0,53 \times 0,346) / (0,081 \times 2\pi) = 0,36$$

A példában látható számítási eljárással lényegében sorozatmérések alapján kiválasztottunk egy hajócsavart és egy Kort gyűrűt, amelyet a korábban már megismert módon szilárdságra és kavitációra ellenőrizhetünk. Erre természetesen csak akkor van szükség, ha a sorozatsavar jellemzői számunkra kielégítőek (pl. igénytelen feladatokra szánjuk, vagy pedig az üzemi feltételek annyira kiszámíthatatlanok, hogy a hajócsavar szinte sohasem fog jó hatásfokkal dolgozni). A szilárdsági ellenőrzést követően meg kell vizsgálni, elegendő-e a hajócsavar felületviszonya a kavitáció elkerüléséhez.

A kavitáció határgörbéje. A holland kísérleti intézetben az egyes csavar-, illetve



4.3.2.4.2.3.1 ábra A kavitáció határgörbéje Kort gyűrűs csavarokhoz

gyűrűtípusok vizsgálata során részben kísérleti eredmények, részben elméleti megfontolások alapján a gyűrű nélküli csavaroknál ismert Burrill rendszerű diagramokhoz hasonló, gyűrűs hajócsavarokra érvényes kavitációs határgörbét is meghatároztak. A 4.3.2.4.2.3.1 ábrán egy ilyen határgörbét

láthatunk. A bejelölt pontok, melyek segítségével elméleti megfontolások alapján az egyenest meghatározták, igen nagy szóródást mutatnak, tehát a kavitáció határhelyzetének megállapítása a diagram alapján elég durva közelítésnek tekinthető. Mint ismeretes, a gyűrű nélküli csavarokra adott Burrill rendszerű görbék segítségével is csak optimális átmérőjű, közepesen terhelte hajócsavarokra határozhatjuk meg megbízhatóan a kavitáció határhelyzetét, ezért a hazai tervezések során gyakori, korlátozott átmérőjű, nagy terhelésű hajócsavaroknál már bizonytalan a diagram használhatósága. Így a közepesnél nagyobb csavarterheléseknél vagy az optimálisnál kisebb csavarátmérőknél ajánlatos a csavar tervezése során részletesen vizsgálni a kavitáció elkerülésének feltételeit.

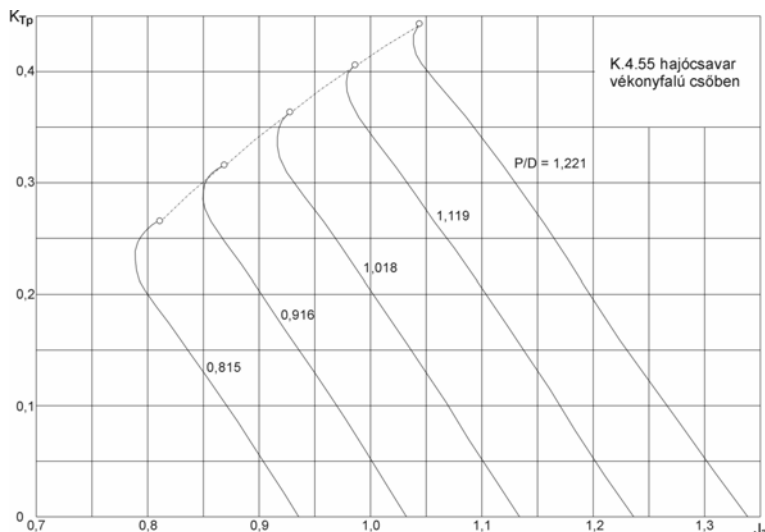
A kiindulási adatok meghatározása

A propeller rendszer (hajócsavar plusz gyűrű illetve cső) hajócsavarjának szárnymetszeteihez, azok részletes tervezéséhez az alábbi kiindulási adatokra van szükségünk:

- | | |
|---|---------------------------|
| 1. a hajócsavar átmérője | D [m], |
| 2. a csavarszárny csúcsa és a cső ill. gyűrű belső fala közötti rés | C [mm], |
| 3. a csavar fordulatszáma | n [sec ⁻¹], |
| 4. a csavar szárnyszáma | Z , |

- | | |
|--|-----------------------------------|
| 5. a hajócsavar haladási sebessége | V_A [msec ⁻¹], |
| 6. a csavar által elméletileg biztosítandó nyomáskülönbség | Δp_e [Nm ⁻²], |
| 7. a csavarkörön átfolyó víz tengelyirányú átlagsebessége | V_a [msec ⁻¹]. |

Az első öt adatot a propeller előzetes tervezése során, a megvalósítható optimális viszonyok biztosítása érdekében már meghatároztuk (ld. példa).



4.3.2.4.2.3.2 ábra K.4.55 hajócsavar nyíltvízi jellemzői vékonyfalú csőben

A csavar által kifejtendő nyomáskülönbség értékét sugárhajtómű esetén a csőrendszerre felírható *Bernoulli egyenletből* nyerhetjük. A szükséges tolóerő kifejtéséhez biztosítandó Q [m³sec⁻¹] vízmennyiségből pedig a csavarkörön átfolyó víz

tengelyirányú átlagsebessége számítható

$$V_a = 4Q/(\pi(D^2 - d^2))$$

ahol d a csavar agyának átmérője.

Kort-gyűrűben működő csavaroknál a nyomáskülönbség elméleti értékét az előzetes tervezés során, módszeres modellkísérleti eredmények felhasználásával meghatározott csavar-tolóerő (T_p) értékéből számíthatjuk:

$$\Delta p_e = 4T_p/(\pi(D^2 - d^2)) \text{ [Nm}^{-2}\text{]}$$

A Kort-gyűrűs propellerekkel végzett modellkísérlet sorozatok során – a gyűrű változó keresztmetszete miatt – nem tudták közvetlenül mérni a csavarkörön átfolyó víz átlagsebességét. Ezért a gyűrűben alkalmazott csavarokat vékonyfalú csőben vontatva vizsgálták. Nyilvánvaló, hogy egy csavaron azonos fordulatszám és azonos tengelyirányú vízsebesség esetében azonos erőhatások lépnek fel. Így a Kort-gyűrűben működő csavar körén átfolyó víz sebessége azonos a vékonyfalú csőben működő, ugyanazon csavarnál mérhető sebességgel, amennyiben a tolóerő és a fordulatszám mindkét esetben azonos.

A holland hajókísérleti intézetben végzett sorozatmérések eredményeiből készültek az 4.3.2.4.2.3.2 és 4.3.2.4.2.3.3 ábrán látható diagramok. A kísérletek során mérték a vékonyfalú csőben elhelyezett csavar fordulatszámát (n), tolóerejét (T_p) és a csőben átfolyó víz átlagos sebességét (V_a). A diagramokban ezen mért eredményekből

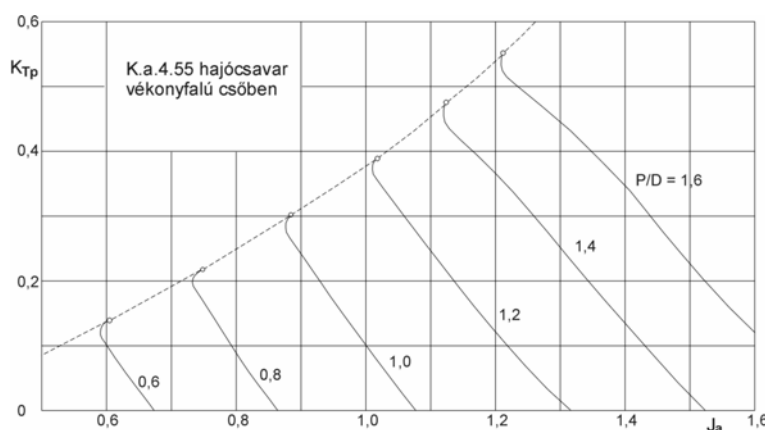
alkotott tényezők szerepelnek. A

$$J_a = V_a / nD$$

sebességi tényező függvényében különböző névleges emelkedésű csavarok

$$K_{Tp} = T_p / \rho n^2 D^4$$

csavar-tolóerő tényezőit ábrázolták.



4.3.2.4.2.3.3 ábra K.a.4.55 hajócsavar nyíltvízi jellemzői vékonyfalú csőben

A Kort-gyűrűs propeller előzetes tervezése során nyert adatokból ismerjük a feladatunknak megfelelő sorozatcsavar névleges emelkedésviszonyát (P/D) és a csavar-tolóerő tényező

értékét. Így a 4.3.2.4.2.3.2 és 4.3.2.4.2.3.3 ábra segítségével az adott K_{Tp} értékhez a P/D függvényében leolvashatjuk a J_a értékét, s ezzel a csavar működése közben jelentkező tengelyirányú vízsebességek átlagos értéke

$$V_a = J_a n D$$

számítható.

A szárnymetszetek által biztosítandó felhajtóerő-tényezők meghatározása

A szárnycsúcs és a szárnyat körülvevő fal (gyűrű vagy cső belső fala) között viszonylag nagyobb rést alkalmazunk, mint amit az említett modelleknél találhatunk. Emiatt a résvesztések is nagyobbak lesznek mint a modelnél. Így a modellkísérlet eredményei alapján számított „elméleti” Δp_e nyomáskülönbségnél nagyobb átlagos nyomáskülönbséget kell előírnunk. A Kort-gyűrűs propellerekkel végzett kutatómunka során a rés hatását is vizsgálták. A Kort-gyűrűben működő hajócsavar kiindulási adatainak meghatározásához felhasznált kísérletsorozatnál alkalmazott minimális résnél nagyobb rések esetére a hatásfok mért százalékos csökkenését diagramban is közölték (ld. 4.3.2.3.1.2.2.4 ábra). A diagramból a valóságos csavarnál alkalmazandó résnek a modell méreteire átszámolt mérete alapján leolvasható $\Delta \eta_0 / \eta_0$ értékkel meghatározhatjuk a hajócsavar által biztosítandó valóságos nyomáskülönbséget:

$$\Delta p_0 = (1 + (\Delta \eta_0 / \eta_0)) \Delta p_e$$

A jelenleg szokásos résméreteknél (1,60 m átmérőnél pl. 10 mm rés, ami 0,24 m átmérőnél 2,65 mm-es résnek felel meg) a relatív hatásfokcsökkenés $\Delta\eta_0/\eta_0 = 0,02$ körüli értékű, s így általában

$$\Delta p_0 = 1,02\Delta p_e$$

közelítéssel számolhatunk.

Az r sugáron levő dr vastagságú szárnymetszet által létrehozandó nyomáskülönbség a 4.3.2.4.2.1.1 ábra jelöléseivel:

$$\Delta p_0 = ZdT_p/(2\pi r dr) = (dL\cos\beta_i - dD\sin\beta_i)/(2\pi r dr)Z$$

ahol dL = a szárnyszelvényen fellépő felhajtóerő
 dD = a profilellenállás
 Z = a szárnyak száma

Az $\varepsilon = dD/dL$ siklószám bevezetésével

$$\Delta p_0 = dL(\cos\beta_i - \varepsilon\sin\beta_i)Z/(2\pi r dr)$$

A különböző sugarú szárnymetszeteknél adódó dL , β_i és ε értékek általában olyan tartományba esnek, hogy csaknem minden esetben felírhatjuk az agytól a szárnycsúcsig valamennyi értékre következő megközelítő összefüggést:

$$\int dL\varepsilon\sin\beta_i dr / \int dL\varepsilon\cos\beta_i dr \cong 0,02$$

Így, ha a szárnymetszetek veszteségeit a számítási munka egyszerűsítése érdekében a tervezés ezen szakaszában még nem kívánjuk figyelembe venni, az alábbi közelítést alkalmazhatjuk:

$$1,02\Delta p_0 = (dL\cos\beta_i)/(2\pi r dr)Z = \Delta p$$

azaz a veszteségek ellensúlyozására a kifejtendő nyomáskülönbséget 2%-kal megnöveljük. A számítások során a későbbiekben pontosan figyelembe fogjuk venni a profilveszteségeket is, tehát eredményeinket ez a közelítés nem befolyásolja. A számítás megkezdésekor figyelembe veendő nyomáskülönbséget az elméleti nyomáskülönbségből a

$$\Delta p = (1 + (\Delta\eta_0/\eta_0))\Delta p_e$$

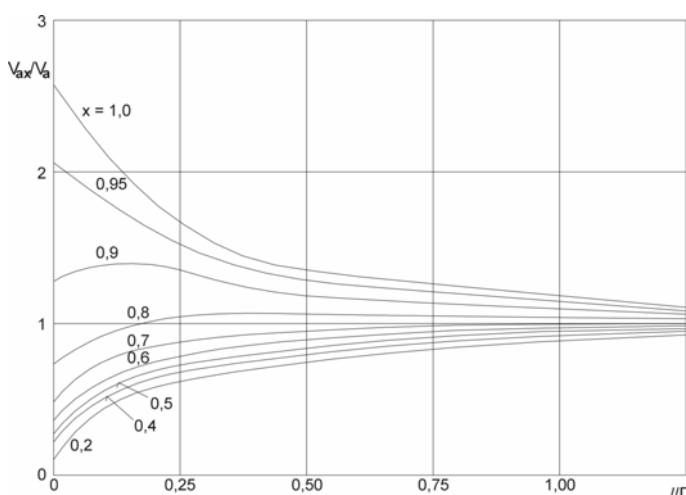
összefüggéssel kaphatjuk, illetve a szokásos résméretekkal az előzőekben említettek szerint

$$\Delta p = 1,02(1,02\Delta p_e) \cong 1,04\Delta p_e$$

értékkel számolhatunk.

Vízszághajtás esetén valamennyi szárnymetszetenél azonos nyomáskülönbséget írhatunk elő. Kort-gyűrűs csavarok esetében viszont, ha a kísérleti eredményekből meghatározott gyűrűtolóerő-értéket el akarjuk érni, akkor a kísérletsorozat tervezésénél felvett nyomáseloszlást kell biztosítanunk.

A 4.3.2.4.2.3.2 ábrában közölt mérési adatokkal rendelkező K.4.55 jelű változó emelkedésű csavar esetén az egyes $x = r/R$ szárnymetszeteknél (ahol r a szárnymetszet



4.3.2.4.2.3.4 ábra Az axiális sebesség eloszlása különböző gyűrűhosszaknál

sugara, R a teljes hajócsavar sugara) a megvalósítandó nyomáskülönbség

$$\Delta p_x = k\Delta p$$

ahol k értéke a szárnytőben $x = 0,2$ -nél $1/3$; $x = 0,5$ -nél $1,00$ (közben lineárisan változó), $x =$

$0,6$ és ennél nagyobb sugaraknál $1,09$ állandó. Nagy terhelésű propeller esetén, ha a tervezés későbbi lépései során azt találjuk, hogy a szárny csúcsánál kavitáció-veszéllyel kell számolnunk, akkor ennek elkerülésére vagy csökkentésére a szárnycsúcs közelében kisebb k értéket is választhatunk. Ekkor azonban figyelembe kell vennünk, hogy a gyűrű fala közelében kisebb helyi axiális sebességek jönnek létre, tehát a gyűrűn ébredő tolóerő csökken.

A k értékeket minden esetben úgy kell választanunk, hogy a

$$\Delta p(\pi/4)(D^2 - d^2) = \int k\Delta p 2\pi r dr \quad (\text{integrálási intervallum } d/2 \text{ és } D/2 \text{ között})$$

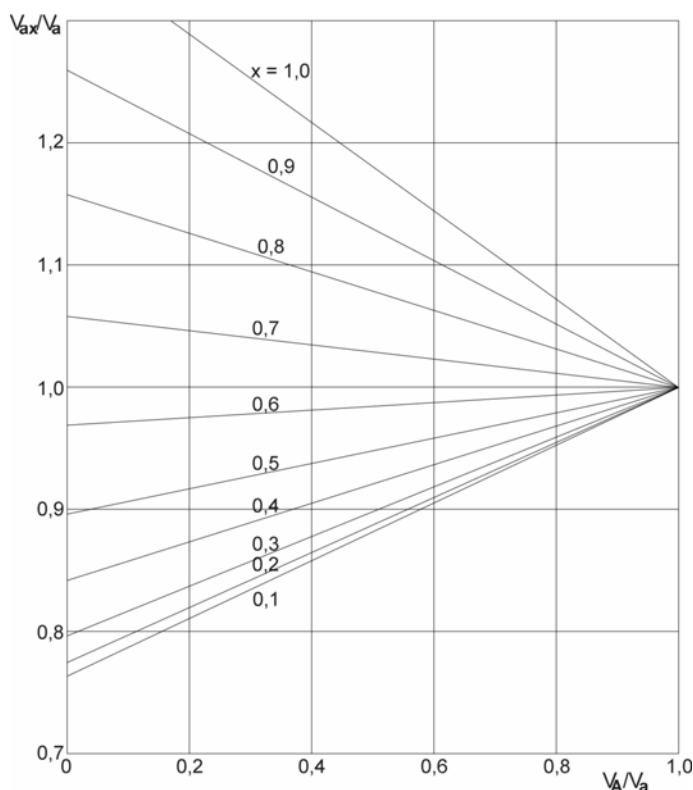
egyenlőség továbbra is fennálljon.

Az egyenlet baloldalán a szokásos $d = 0,2D$ értékkel számolva, a jobboldalon a Simpson szabály szerinti grafikus integrálással közelítve azt kapjuk, hogy

$$\begin{aligned} \Delta p(\pi/4)0,96D^2 &= \\ &= (2/3)(D^2/40)2\pi\Delta p\Sigma(ax) \quad (\text{ahol } \alpha \text{ a Simpson szorzó}) \end{aligned}$$

Ennek alapján láthatjuk, hogy biztosítanunk kell a

$$\Sigma(ax) = 7,2$$



4.3.2.4.2.3.5 ábra Az axiális sebesség eloszlása K.4.55 csavarnál

egyenlőséget, illetve a szokásostól eltérő agyviszony esetében a

$$\Sigma(\alpha k x) = 7,5(1-(d/D)^2)$$

egyenlőséget.

A holland hajókísérleti intézetben vizsgált és a 4.3.2.4.2.3.3 ábrán közölt mérési adatokkal rendelkező K.a.4.55 jelű állandó emelkedésű hajócsavarnál a nyomáskülönbség értéke minden szárnymetszetnél azonos volt. Így a K.4.55 csavarnál alkalmazott nyomáseloszlás és a

sugár mentén állandó értékű nyomás között felvett nyomáseloszlás esetén a gyűrűn ébredő tolóerő nagyságát becsülhetjük a kétféle csavarral végzett modellkísérlet sorozat diagramjaiból meghatározható gyűrű-tolóerők közötti interpolálás útján.

A K.4.55 jelű csavarnál a változó nyomáseloszlás miatt az egyes szárnymetszeteknél fellépő axiális sebesség V_{ax} is változik a sugár mentén. A sebesség eloszlását különböző hosszúságú gyűrűknél a 4.3.2.4.2.3.4 ábrán láthatjuk. Az $l/D = 0,5$ hosszviszonyszámú gyűrű esetére – tervezési célokra – készítették a 4.3.2.4.2.3.5 ábrát. A diagramokban V_A a propeller (gyűrű és csavar együttes) nyíltvízi haladási sebessége.

Állandó nyomáskülönbség előírása esetén $V_{ax} = V_a$ állandó értékkel számolhatunk (pl. sugárhajtásnál).

Az egyes szárnymetszetekre az axiális sebességet (V_{ax}) és a kerületi sebességet ($xR\omega$) meghatározva a 4.3.2.4.2.1.1 ábrán látható sebességsokszöget is meghatároztuk, mivel tudjuk, hogy a $0,5U$ indukált sebesség iránya merőleges az eredő sebességre. A sebességek és a metszet által biztosítandó Δp_x nyomáskülönbség ismeretében a szükséges felhajtóerő-tényezőt így már meghatározhatjuk.

A profilellenállást az előzők szerint figyelmen kívül hagyhatjuk (figyelembe vételére a nyomáskülönbséget már megnöveltük) s alkalmazhatjuk a veszteségmentes áramlásra érvényes

$$\Gamma = 2\pi r U_T / Z$$

összefüggést. Mivel az örvény

$$\Gamma = dL/\rho V$$

felírhatjuk, hogy a szárnymetszeten fellépő felhajtóerő

$$dL = \rho V 2\pi r U_T / Z$$

Ezzel a nyomáskülönbség

$$\Delta p_x = Z dL \cos \beta_i / 2\pi r dr = \rho V U_T \cos \beta_i$$

A 4.3.2.4.2.1.1 ábra szerint

$$V \cos \beta_i = r\omega - 0,5 U_T$$

így

$$\Delta p_x = \rho (r\omega - 0,5 U_T) U_T$$

azaz

$$2\Delta p_x / \rho = 2 U_T r\omega - U_T^2$$

A jobboldalt teljes négyzetté alakítva

$$(r\omega)^2 - (2\Delta p_x / \rho) = (r\omega)^2 - 2 U_T r\omega + U_T^2$$

majd gyökvonás és rendezés után az indukált sebesség kerületi összetevője:

$$U_T = r\omega - ((r\omega)^2 - (2\Delta p_x / \rho))^{1/2}$$

Ezzel a β_i szög értéke számítható

$$\beta_i = \arctg(V_{ax} / (r\omega - 0,5 U_T))$$

Így kiszámíthatjuk az egyes szárnymetszetekre az elemi felhajtóerő értékeit

$$dL/dr = 2\pi r \Delta p_x / (Z \cos \beta_i) = (D\pi/Z) (\Delta p_x / \cos \beta_i)$$

A torló-nyomás:

$$0,5 \rho V^2 = 0,5 \rho (V_{ax} / \sin \beta_i)^2$$

A szokásos értelmezésű felhajtóerő-tényezővel számolva (ahol c = a szárnymetszet húrhosszúsága), a felhajtóerő-tényező

$$C_L = dL/(0,5\rho V^2 cdr), \text{ illetve } C_{Lc} = (dL/dr)(2/(\rho V^2))$$

összefüggéshez jutunk. A felhajtóerő-tényező és a profil húr hosszának szorzata adott sebességek esetén a profil hidrodinamikai tulajdonságait egyértelműen meghatározza.

A szárnymetszetek hidrodinamikai számítása

A számítás a korábbiak szerint az alábbi formátumban végezhető el leghatékonyabban.

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
x	$r\omega$	k	Δp_x	$(2/\rho)\Delta p_x$	$(r\omega)^2$	$(r\omega)^2 - (2/\rho)\Delta p_x$	$((r\omega)^2 - (2/\rho)\Delta p_x)^{1/2}$	U_T	$r\omega - (1/2)U_T$	V_{ax}/V_a
0,2										
0,3										
0,4										
0,5										
0,6										
0,7										
0,8										
0,9										
1,0										

1. $x = r/R$
2. $r\omega = R\omega x = R\omega[1]$
3. k nyomáseloszlás tényezője a sugár mentén (K.4.55 csavarnál a k értéke a szárnytőben $x = 0,2$ -nél $1/3$; $x = 0,5$ -nél $1,00$, közben lineárisan változó, $x = 0,6$ és ennél nagyobb sugaraknál $1,09$ állandó)
4. $\Delta p_x = k\Delta p_e = \Delta p_e[3]$
5. $(2/\rho)\Delta p_x = (2/\rho)[4]$ (U_T számításához)
6. $(r\omega)^2 = [2]^2$ (U_T számításához)
7. $(r\omega)^2 - (2/\rho)\Delta p_x = [6] - [5]$ (U_T számításához)
8. $((r\omega)^2 - (2/\rho)\Delta p_x)^{1/2} = [7]^{1/2}$
9. Indukált sebesség kerületi összetevője $U_T = r\omega - ((r\omega)^2 - (2\Delta p_x/\rho))^{1/2} = [2] - [8]$
10. $r\omega - (1/2)U_T = [2] - 1/2[9]$
11. Axiális sebességeloszlás V_{ax}/V_a 4.3.2.4.2.3.4 ábra alapján

12a	12b	12c	12d	13	14	15	16	17
$\tan\beta_i$	β_i	$\cos\beta_i$	$\sin\beta_i$	$D\pi x/Z$	V	V^2	$0,5\rho V^2$	C_{Lc}

- 12.a $\tan\beta_i = V_{ax}/(r\omega - (U_T/2)) = V_a[11]/[10]$
- 12.b $\beta_i = \arctg[12]$
- 12.c $\cos\beta_i = \cos[12b]$
- 12.d $\sin\beta_i = \sin[12b]$
13. $D\pi x/Z = (D\pi/Z)[1]$
14. $V = V_{ax}/\sin\beta_i = V_a([11]/[12d])$

$$15. V^2 = [14]^2$$

$$16. \text{Torló-nyomás} \quad 0,5\rho V^2 = 0,5\rho[15]$$

$$17. C_{Lc} = (D\pi x/z)(\Delta p_x/(0,5\rho V^2 \cos\beta_i)) = [4][13]/([16][12c])$$

A számítás többi lépése megegyezik a homogén sodoreloszlású hajócsavarok számításának menetével, mindössze annyi különbség lehet, hogy a centrifugális erőből eredő feszültség számítása egyszerűbb, mert a gyűrűben dolgozó hajócsavaroknál csak a legkritább esetben fordul elő hátrahajlás.

A tengelyre merőleges alkotójú szárnyaknál a centrifugális erő csak húzásra veszi igénybe az egyes keresztmetszeteket. A vizsgált keresztmetszettől a szárny csúcsáig terjedő szárnyrész súlyának és súlypontjának becslésével a centrifugális erő, majd a vizsgált keresztmetszet várható felületének felvételével az általa okozott húzófeszültség σ_C értéke meghatározható. Így a

$$t^2c = 11,85M/(\sigma_M + \sigma_C)$$

és a

$$t^2c = 11,25M/(\sigma_M - \sigma_C)$$

összefüggéseket írhatjuk fel. A két összefüggésből, ha

$$\sigma_C < 0,0724\sigma_M$$

akkor a méretezésnél a nyomófeszültség az irányadó, és így az első összefüggést kell alkalmaznunk. Ha

$$\sigma_C > 0,0724\sigma_M$$

akkor a húzófeszültség lesz nagyobb, tehát a második összefüggéssel kell meghatároznunk az egyes szárnymetszetek szilárdságilag szükséges t^2c értékét.

A hajócsavar rajzának elkészítése a 4.3.2.2.2 fejezet ill. 4.3.2.2.2.1 ábra szerint történhet.

4.3.2.4.3 Hajócsavar-számítási előírások osztályozó intézeteknél

A hajóosztályozó intézetek közül többen saját előírásokat fogalmaznak meg a hajótestnek a hajócsavarok körül kialakított szerkezetére, a hajócsavarok tervezésére, anyagára, a szárnyak szilárdsági ellenőrzésére, stb. Ezek általában nem adnak azonos eredményt, ha összehasonlítjuk őket. Azonban az osztályozó intézetek alapvető törekvésével összhangban vannak, pontosan azzal, hogy a biztonság az a szempont, amelyet legkevésbé lehet figyelmen kívül hagyni.

4.3.2.4.3.1 A Germanischer Lloyd intézet legfontosabb hajócsavar előírásai

4.3.2.4.3.1.1 A hajócsavarszárny szilárdsági méretezése (tengeri hajóknál, I - Part 1 GL 2009 Section 6 Propeller Chapter 2)

Az alábbiakban az ábrák és táblázatok számozása a GL előírásainak felel meg.

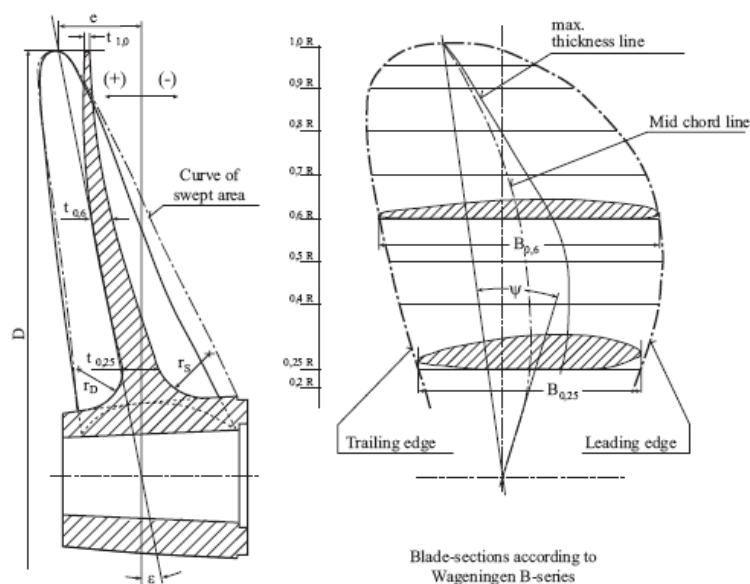


Fig. 6.1 Blade sections

minimális szakítószilárdsága 440 N/mm^2 . A hajócsavarszárnyak szilárdsági méretezésénél figyelembe vett követelmények kielégítése érdekében az öntött színesfém vagy acél ötvözetnek ki kell állnia a 108 ciklusból álló kifáradási próbát is, ahol a

Table 6.1 Characteristic material values C_w

Material	Description ¹	C_w
Cu 1	Cast manganese brass	440
Cu 2	Cast manganese nickel brass	440
Cu 3	Cast nickel aluminium bronze	590
Cu 4	Cast manganese aluminium bronze	630
Fe 1	Unalloyed cast steel	440
Fe 2	Low-alloy cast steel	440
Fe 3	Martensitic cast chrome steel 13/1-6	600
Fe 4	Martensitic cast chrome steel 17/4	600
Fe 5	Ferritic-austenitic cast steel 24/8	600
Fe 6	Austenitic cast steel 18/8-11	500

¹ For the chemical composition of the alloys, see GL Rules II – Materials and Welding.

változó hajlítófeszültségek megközelítően a minimális szakítószilárdságnak kb. 20%-át teszik ki 3%-os NaCl oldatban azzal a feltételezéssel, hogy a változó feszültséggel szembeni kifáradási szilárdság nem lesz kisebb természetes tengervízben, mint a 3%-os NaCl oldatban mért érték 65%-a.

A hajócsavar szárnyvastagságának számítása. Az egybeöntött hajócsavarok esetében a szárnyszelvény maximális vastagságának a $0,25R$ és $0,6R$ sugáron el kell érnie a következő képlet szerinti értéket.

$$t \geq K_0 \cdot k \cdot K_1 \cdot C_G \cdot C_{dyn}$$

ahol $K_0 = 1 + (\cos \alpha / H) + n_2 / 15.000$

k a 6.2 táblázat szerint

$$K_1 = ((10^5 P_w ((2(D/H_m) \cos \alpha + \sin \alpha)) / (n_2 B z C_w \cos^2 \varepsilon)))^{1/2}$$

P_w = a hajócsavart meghajtó főgép teljesítménye [kW]

D = a hajócsavar átmérője [mm] = $2R$

H_m = a tolóoldal közepes emelkedése változó emelkedés esetén [mm] = $\Sigma(RBH) / \Sigma(RB)$

ahol R , B és H az egyes szelvények megfelelő méretei

α = a szelvény emelkedési szöge a $0,25R$, $0,35R$ és $0,6R$ sugárnál [$^\circ$]

$$\alpha_{0,25} = \arctan(1,27H/D)$$

$$\alpha_{0,35} = \arctan(0,91H/D)$$

$$\alpha_{0,6} = \arctan(0,53H/D)$$

n_2 = a hajócsavar fordulatszáma [min^{-1}]

B = a szelvények kifejtett szárny szélessége hengerpaláston mérve a $0,25R$, $0,35R$ és $0,6R$ sugárnál [mm]

z = szárnyszám

C_w = a hajócsavar anyagának jellemzője a 6.1 táblázat szerint

ε = a tolóoldali szárnyalkotó és a tengelyre merőleges egyenes által bezárt szög (hátrahajlás) [$^\circ$]

Table 6.2 Values of k for various profile shapes

Profile shape	Values of k		
	0,25 R	0,35 R	0,6 R
Segmental profiles with circular arced suction side	73	62	44
Segmental profiles with parabolic suction side	77	66	47
Blade profiles as for Wageningen B Series propellers	80	66	44

$$C_G = \text{mérettényező} = ((f_1 + D/1.000)/12,2)^{1/2}$$

$$\sigma_{\max}/\sigma_m = f_2 E_T + 1$$

$$E_T = 4,3 \times 10^{-9} (V_s n_2 (1-w) D^3 / T)$$

V_s = a hajó sebessége [csomó]

w = sodortényező

T = a hajócsavar tolóereje [N]

C_G ki kell, hogy elégítse a következő

feltételt: $1,1 \geq C_G \geq 0,85$

$f_1 = 7,2$ egybeöntött hajócsavaroknál

= $6,2$ állítható emelkedésű vagy szerelt

szárnyú hajócsavaroknál

C_{dyn} = dinamikai tényező =

$$= ((\sigma_{\max}/\sigma_m - 0,8)/0,7)^{1/2} \geq 1,0$$

ha $\sigma_{\max}/\sigma_m \geq 1,5$

egyébként $C_{dyn} = 1,0$

σ_{\max}/σ_m értéke általában a részletes

számításból származik. Ha kivételes esetben

nincs ilyen számítás, a feszültséghányadost

(biztonsági tényezőt) a következő képlettel lehet kiszámítani.

$f_2 = 0,4 \div 0,6$ egysavas hajóknál, a kisebb értékeket kell választani olyan farkialakításnál, amikor elegendő a távolság a hajócsavarszárnycsúcsa és a hajótest között és nincs kormányssarkantyú, a nagyobb értékeket pedig ellenkező esetben. A közbenső értékek értelemszerűen választhatóak.

= 0,2 kétsavas hajóknál

Kiegyensúlyozás és vizsgálatok

KIEGYENSÚLYOZÁS Mind az egybeöntött hajócsavarokon, mind az állítható és szerelt szárnyú hajócsavarok szárnyain a tengelyre való felszerelés előtt sztatikusan ki kell egyenlíteni. Az állítható és szerelt szárnyú hajócsavarok szárnyainak tömegeltérése nem lehet több, mint 1,5%.

VIZSGÁLATOK

Mind az egybeöntött hajócsavarokat, mind az állítható és szerelt szárnyú hajócsavarokat rendszerben be kell mutatni a GL intézetnek végső ellenőrzésre és a méretek ellenőrzésére.

A GL intézet fenntartja a jogot arra, hogy roncsolás-mentes vizsgálatot írjon elő felszíni repedések és öntési hibák kimutatásához. Az állítható szárnyú hajócsavarok rendszerét ezen felül nyomás-, szivárgási és működési próbáknak kell alávetni.

4.3.2.4.3.1.1 A hajócsavar beépítésére vonatkozó előírások (tengeri hajók, I - Part 1 GL2009 Section 13 Stem and Sternframe Structures Chapter 1)

A hajócsavar beépítési mélységére vonatkozó előírás

$$d_{0,9} \geq 0,004 n d_p^3 ((v_0(1 - \sin(0,75 \gamma(0,5 + (z_B/x_F)))))/D)^{1/2} \text{ [m]}$$

A hajócsavar beépítésénél ajánlatos a fenti magassági méretet betartani, ahol a hajócsavar $d_{0,9}$ vízfelszín alatti távolsága a $0,9R$ sugáron levő szelvényre vonatkozik a 13.1 ábra értelmében.

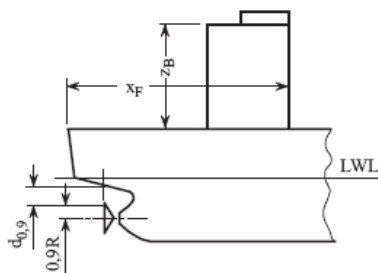


Fig. 13.1 Propeller clearance $d_{0,9}$

Ahol R = a hajócsavar sugara

v_0 = a hajó sebessége [csomó]

n = a hajócsavar fordulatszáma [min^{-1}]

D = a hajó maximális vízkiszorítása [t]

d_p = a hajócsavar átmérője [m]

γ = a hajócsavarszárnycsúcs íveltési szöge a 13.2 ábra értelmében [$^\circ$],

z_B = a kormányállás-fedélzet magassága a szabadoldal-fedélzet felett [m]

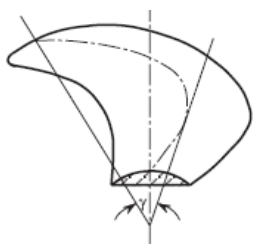


Fig. 13.2 Skew angle

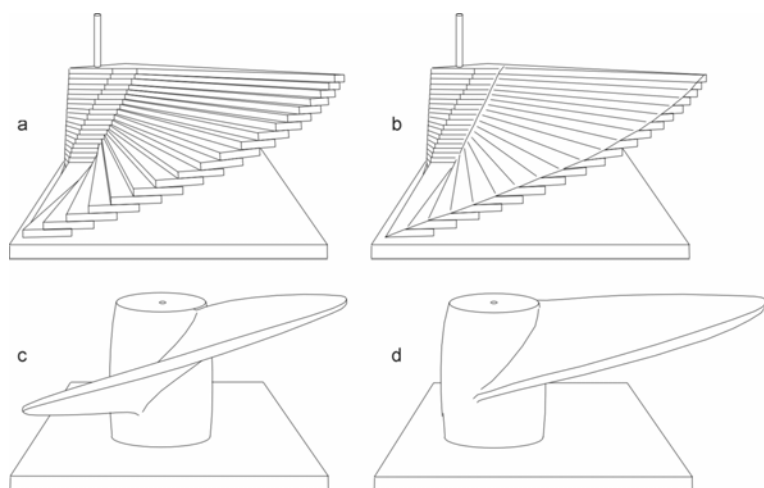
x_F = a kormányállás mellső válaszfalának távolsága a hajófar hátsó szélső pontjától a 13.1 ábra szerint [m].

4.3.2.5 Hajócsavar-gyártás

A hajócsavarok gyártása erősen speciális tevékenység, amelynél olyan eszközökre is szükség van, mint a nagy méretű öntvények készítéséhez használt berendezések, azok megmunkálásához használt szerszámok és gépek, mégpedig megfelelő pontosságú megmunkálásra alkalmasak. Mindenképpen biztosítani kell, hogy az öntvények mentesek legyenek az öntési hibáktól, és a kész hajócsavar alakja és méretei szerint megfeleljen a tervező által előírt adatoknak. A pontatlanul elkészített hajócsavar hatásfoka kisebb a szükségesnél, és olyan működési hibák is felléphetnek, mint a kavitáció, a rezgések, az erózió és a különféle hangok megjelenése (füttyülés, visítás, éneklés).

4.3.2.5.1 Elő-gyártmány

A hajócsavarok gyártását a kezdetek óta az esetek többségében öntéssel végezték. Az öntött hajócsavarok anyaga azonban jelentős változáson ment át, kezdetben szinte kizárólag öntöttvasat használtak, amelyet tengeri hajóknál a színesfémek (elsősorban bronz) váltották fel, a folyami hajóknál viszont az öntött acél terjedt el.



4.3.2.5.1.1 ábra
Egyszárnyú faminta
készítése

Amint az mindenütt az iparban elfogadott dolog, az öntéssel készült alkatrészek jelentős ráhagyást igényelnek két okból is:

- az öntés nem precíziós tevékenység, és biztosítani kell, hogy a

kész munkadarab a nyers öntött darabból kijön, ellenkező esetben anyagot kell felhordani, ami számos egyéb nehézséget is okoz amellet, hogy költséges,

- az öntés során a munkadarab felülete az öntőforma lenyomata lesz, a felületet meg kell munkálni a megfelelő felületi minőség eléréséhez.

Az öntés végezhető mintával, amennyiben több egyforma hajócsavart kívánnak önteni, vagy sablonos formázással, amiről később lesz szó.

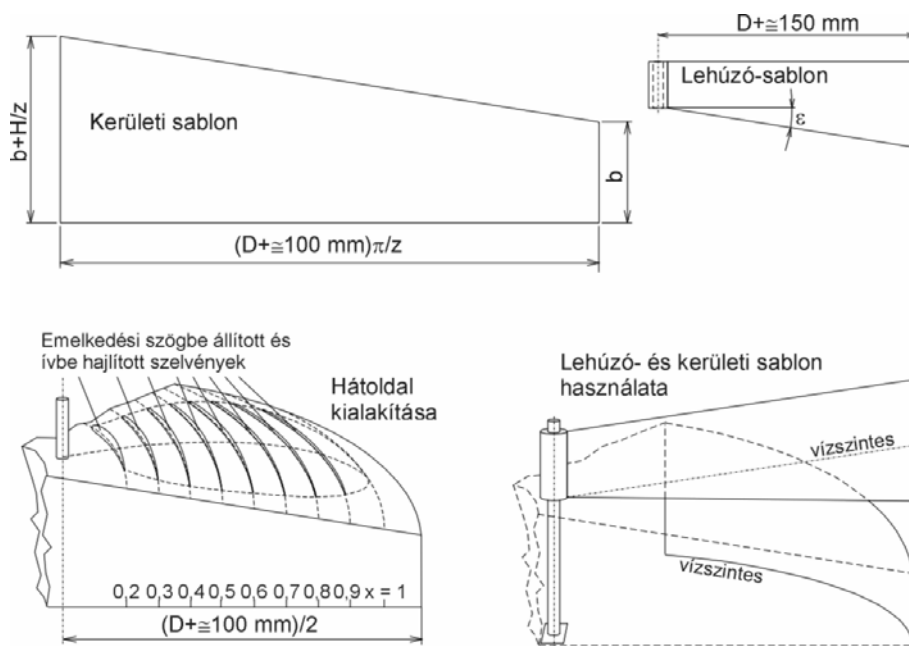
A legkisebb méretcsoportba (motorcsónakokhoz, vitorlás hajók segédmotorjaihoz és nagy fordulatszámú kishajók propulziójához tartozó hajócsavarok) tartozó hajócsavarokat *precíziós öntéssel* készítik, anyaguk általában alumínium illetve olyan színesfém- vagy acélötvözet, amely ellenáll a tengervíz korróziójának. Az ilyen alkatrészek gyártása nem tipikusan hajóipari tevékenység, inkább a finommechanikai iparág más bonyolult alakú alkatrészeinek gyártásával azonos művelet. Ezek a gyakorlatban készgyártmányok, felületüket csak kis mértékben kell megmunkálni, sem

az előgyártás során rajtuk maradt anyagfelesleg nem jelentős, sem korrekciós megmunkálásra nincs szükség.

A kisebb és normál méretű hajócsavarok gyártásánál (2,5-méteres átmérő alatti, a mi gyakorlatunkban szinte mindig ez a helyzet) lehet *egyszárnyú famintákat* alkalmazni, maga a *formaszekevény* két részből állhat. Nagyobb sorozatban gyártott hajócsavarnál érdemes az egyszárnyú faminta segítségével *teljes alumínium mintát* önteni, amely pontosabb formázást tesz lehetővé, és kisebb ráhagyást kell eltávolítani.

Az egyszárnyú faminta készítési technikáját a 4.3.2.5.1.1 ábra mutatja. Az a) részleten a szárny összeállítása látható lécekből, amelyek együtt kiadják a szárnyszelvényeket. A b) részleten a tolóoldal már ki van alakítva, a hátoldalon a lécek még nyers állapotban vannak. A c) részlet a kész famintát mutatja a szárny vége felől, a d) pedig ahhoz képest 90°-os eltéréssel.

A nagyobb hajócsavaroknál *sablonos formázást* alkalmaznak, amely azt jelenti, hogy a formának azt a felületét, amely a hajócsavarszárny tolóoldalának felel meg, *lehúzással* alakítják ki. Ehhez *lehúzó-sablont* használnak, amely egy hüvelyhez erősített lemez. Ez a lemez egy tengely körül elforgatható és azon eltolható, mozgását az adott sugárviszonyhoz tartozó emelkedésnek megfelelő *íves (kerületi) sablon* szabályozza, amely lehet állandó vagy változó emelkedés szerinti. A lehúzó-sablon csavarfelületet hoz létre, amelynek emelkedése az előírtak megfelelő.



4.3.2.5.1.2 ábra
Kerületi és
lehúzó-sablon
állandó
emelkedésű
hajócsavarhoz

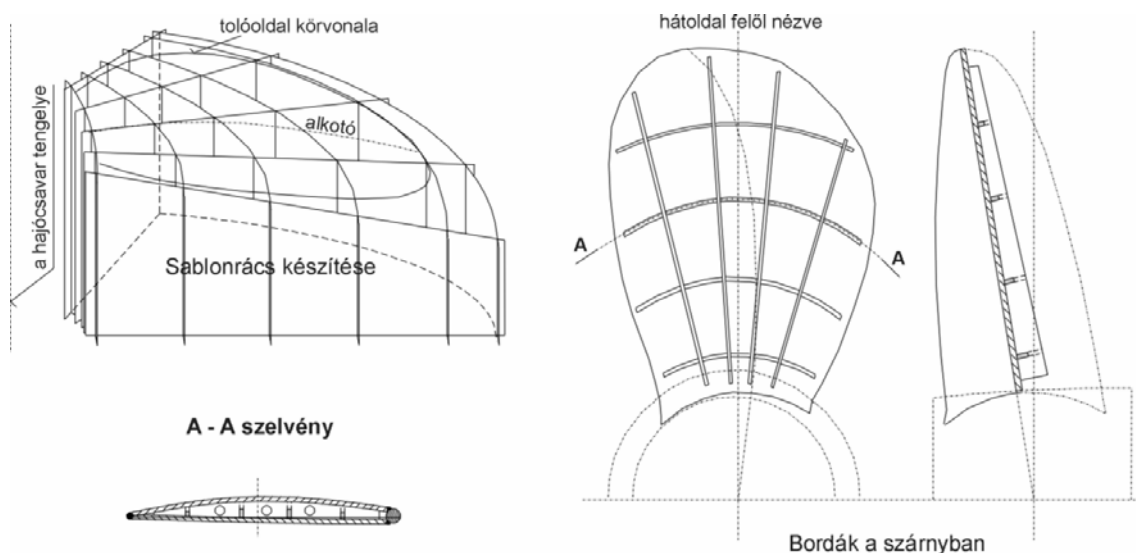
A forma
anyaga
kötőanyaggal
kevert homok.
A szárny
hátoldalához
tartozó
formaszekevény
félben a
tolóoldal
kialakítása után

az egyes sugárviszonyoknak megfelelő sablonok segítségével képezik ki a hátoldal felületét. A műveleteket a 4.3.2.5.1.2 ábra szemlélteti. A két felet ezután külön-külön megtisztítják és a felületeket simítják. Az öntés maga nem különbözik az egyéb öntődei eljárásoktól, *beöntő és kifolyó járatokat* képeznek ki, hogy az öntvény minél kevesebb szilárd és légnemű szennyeződést tartalmazzon.

A nagyobb hajócsavarok esetében alkalmazott másik gyakorlat, hogy külön gyártják le az agyat és a szárnyakat. Ilyenkor a szárnyakat az agyhoz tőcsavarokkal rögzítik, az agy

lehet öntött vagy kovácsolt darab, a szárnyakat is lehet öntéssel vagy kovácsolással készíteni. Az osztályozó intézetek pontos és szigorú előírásokat adnak a szerelt hajócsavarok estében is. Előnye a szerelt hajócsavaroknak a gyártás viszonylagos egyszerűsége mellett az, hogy a hajócsavar javítása lényegesen kisebb költséget jelent, mint az egész hajócsavar cseréje.

A hajócsavarokat kivételes esetben hegesztéssel is lehet gyártani, a *hegesztett csavarok* szinte mindig körszelet profilokból állnak, a Gawn csavarok ere a legalkalmasabbak. A hegesztett hajócsavarok gyártására a 4.3.2.5.1.3 ábra utal. A tolóoldal kialakításához íves kerületi sablonokból álló sablonrácsot készítenek, az íveket sugárirányú merevítések tartják a helyükön. Lehet vastagabb lemezből gyártani vagy vékonyabból, utóbbi esetben a lemezek maximális távolsága a rácsban 5-8 cm, és betonnal öntik ki, hogy kellő szilárdsága legyen, mert el kell viselnie a tolóoldali lemez rákalapálását. Természetesen annyi példányban kell elkészíteni a sablonrácsot, ahány szárnyú a hajócsavar.



4.3.2.5.1.3 ábra Hegesztett hajócsavar gyártása

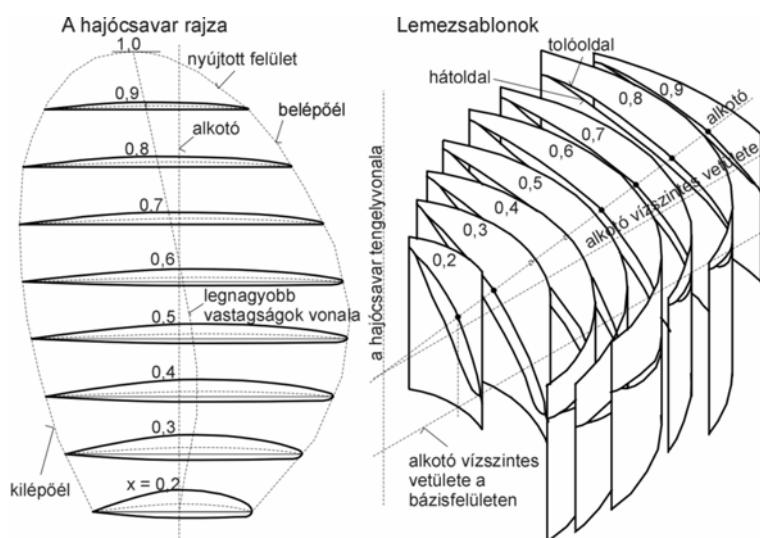
A tolóoldal elkészítése után ráhegesztik az összefésült köríves és sugárirányú bordákat, amelyek a toló- és a hátoldalt elválasztják. A kivágott hátoldali lemezt a bordák segítségével a helyére hajlítják (esetleg kalapálják), aztán lyukhegesztéssel a bordákhoz hegesztik, és a toló- és hátoldalt folyamatos varrattal összehegesztik. A szárny elég merev lenne a bordák nélkül is, azonban a gyártáshoz szükség van rájuk.

A sablonrácsokon fekvő szárnyakat az agyhoz hegesztik. A szárnytőnél feltétlenül szükséges keresztmetszeti átmenet (rádiusz) a hegesztési varrattal alakítható ki. A szárnyak mindegyikén két lyukat hagynak, amelyek segítségével vízpróbát végeznek a szárnyakon, és amennyiben a vízmentesség megfelelő, kiöntik betonnal vagy bitumennel. Ezt követően lezárják menetes dugóval, amelyet a szárnyfelülettel egy síkba hoznak.

A hegesztett hajócsavarok előnye mellett, hogy egyedi gyártásnál olcsóbbak, mint az öntéssel készített eszközök, az is, hogy a tömegesítés sokkal kisebb, tehát a centrifugális erőből adódó igénybevétel a szárnytőnél sokkal kisebb.

4.3.2.5.2 Megmunkálás

A kisebb hajócsavarok öntése leginkább egyszárnyú famintával történik, a teljes hajócsavar egyetlen öntvény, amelynek *megmunkálása* az általános gépipari gyakorlat szerint a felfogó-felületek pontos kialakításával kezdődik (tengelyvonal kitűzése, agy megmunkálása), ezt követően a szárnyak szelvényeit kell a rajznak megfelelő alakúra formálni.



4.3.2.5.1.4 ábra
Hajócsavarszárny
gyártásához és
ellenőrzéséhez használt
lemezsablonok

Ez utóbbihoz szükség van olyan sablonkészletre, amely a szárnyak adott sugaránál a tolóoldal, hátoldal és emelkedés minden koordinátájának ellenőrzésére alkalmas. Ilyen sablonok láthatóak a 4.3.2.5.1.4 ábrán.

4.3.2.5.2.1 Kézi műveletek

A hajócsavar agyának gépi megmunkálását követően a hajócsavart bázisfelületre fogják fel, és pontosan megméri, hol mennyi anyagot kell eltávolítani a szárnyakról. A szárny rajzon megadott méretei alapján olyan vezetőfuratokat készítenek a szárnyon, amelyek kis ráhagyással a tolóoldal és hátoldal felületét jelölik ki.

A hagyományos eljárásnál kézi vésőgéppel távolítanak el annyi anyagot, hogy a vezetőfuratok aljának megfelelő felület alakuljon ki. A szárny pontos kézi megmunkálása kézi köszörűvel végezhető el.

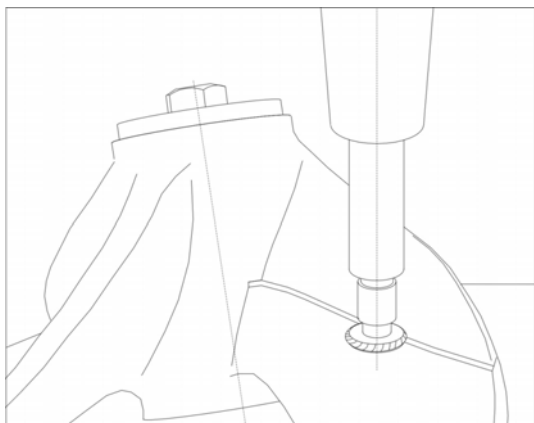
A lemezsablonok ennél a műveletnél már szükségesek, és a szárny felülete polírozással nyeri el végső állapotát. Ezt a művelet a legkorszerűbb hajócsavar megmunkálásnál is kézzel végzik el.

Az egyes szárnyak megmunkálása egymás után történik. A kész hajócsavart a sablonok és más mérőeszközök segítségével ellenőrzik, ezután következhet a felületvédő festés.

4.3.2.5.2.1 Gépi műveletek

A szerszámgépek fejlődése már a 20. század 80-as éveiben lehetővé tette, hogy a hajócsavarok kézi megmunkálásának számos művelete géppel elvégezhető legyen. A korábban is csak géppel végezhető megmunkálás mellett (pl. az agy belső felületének és homlokfelületeinek esztergálása, a reteszhorony marása vagy vésése) a szárnyról eltávolítandó anyag gépi forgácsolása olyan számjegyvezérlésű (NC) és számítógépes programozású (CNC) marógépekkel történt (ezeknél a megmunkáló központ elnevezés vált elterjedté), amelyeknél kezdetben két mozgást vezéreltek programmal, általában a munkaasztal mozgásának egy koordinátáját és a szerszámtartón a szárnyprofil emelkedésének megfelelő koordinátát. Később a háromdimenziós CNC vezérlők is megjelentek, ahol a munkaasztal mozgását teljes egészében számítógép irányította a szerszámtartó függőleges mozgása mellett. Mindkét esetben a forgácsolási adatokat (vágósebesség, előtolás) kézzel táplálták be. A fejlődés eredményeként megjelentek a négydimenziós (négytengelyes) megmunkáló központok, ahol a kézi beállításokat tovább lehetett csökkenteni, és a programra bízni. Az átlagos hajócsavarok megmunkálásánál elegendő a négy dimenzió, mert a szerszám megfelelő alakjának köszönhetően a szárny mindkét felülete készre munkálható, csak a polírozás marad kézi tevékenység (az ellenőrzésen kívül).

A nagyobb felületviszonyú hajócsavaroknál a szárnyak axiális irányban átfedik egymást.



4.3.2.5.2.1 ábra CNC megmunkáló központon végzett hajócsavar megmunkálás

Ezek megmunkálása CNC gépen csak akkor lehetséges, ha vagy olyan felfogást használnak a hajócsavarhoz, amely a szerszám hozzáférését lehetővé teszi, ami nagyon megbonyolítja a művelet programozását, vagy pedig öttengelyes (öt mozgás vezérlésére alkalmas) megmunkáló központon végzik el a munkát. Az öttengelyes gépeken a szerszám

szögbeállítása is vezérelhető.

A szerelt vagy állítható szárnyú hajócsavarok szárnyának CNC gépeken végzett megmunkálása viszonylag egyszerűbb a megfelelő hozzáférés miatt.

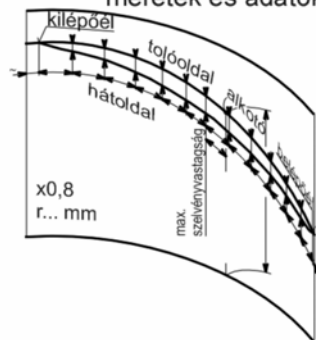
4.3.2.5.3 Ellenőrzés

A *hajócsavarok gyártás utáni ellenőrzése* a gyártásnál felhasznált anyag vizsgálatát és a hajócsavaragy és a szárnyak méretellenőrzését jelenti. Az agy a műhelyrajz és technológiai utasítások alapján elvégezhető szokásos gépészeti méretellenőrzést követeli meg, valamint a felületi minőségek ellenőrzését. A szárnyak esetében valamennyi méretet ellenőrizni kell, amelyek a hajócsavar üzemi paramétereibe beleszólnak (emelkedés, átmérő, szárnymetszetek méretei), és amelyek a hajócsavar gyártási rajzán meg vannak adva. A rajztól eltérően azonban általában nem a

szárnyszelvények húrja merőleges méreteit ellenőrzik, mert az a művelet a bonyolult felület miatt számos segédberendezést tenne szükségessé (pl. olyan felfogó készüléket, amely a hajócsavar adott szárnyprofilját úgy állítja be, hogy annak húrja egy adott iránnyal, vízszintessel vagy függőlegessel párhuzamos legyen). A műszaki ellenőrzést végző egység szakemberei elkészítik a hajócsavar szárnyszelvényeihez a mérhető méretek táblázatát. Ennek alapján lehet a műszeres ellenőrzést elvégezni, és ugyanezeket az adatokat adják meg a gyors ellenőrzésre használt lemezsablonokon is, amelyre a 4.3.2.5.3.1 ábra mutat példát.



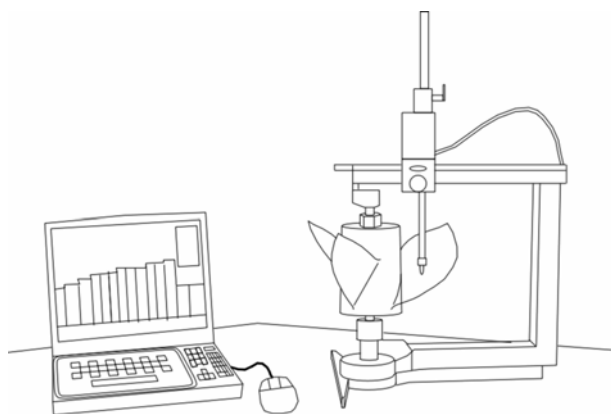
Íves lemezsablonon megadott méretek és adatok



4.3.2.5.3.1 ábra
Hajócsavar
ellenőrzésére
szolgáló íves
lemezsablon

A műszeres mérés
korábban azt
jelentette, hogy a
hajócsavart
felfogták egy

vízszintes síklapra úgy, hogy mellső homlokfelülete vízszintes síkban legyen, és minden előírt sugárviszonynál kimérték a szárny mindkét felületének magasságirányú koordinátáit a táblázatban megadott helyeken. Ezeket hasonlították össze a táblázat magassági értékeivel. Ezt az eljárást követik ma is manuálisan azokban a hajócsavarral foglalkozó műhelyekben, ahol nem rendelkeznek korszerű készülékekkel, illetve ezek a korszerű készülékek is ugyanezen az elven működnek, csak kevesebb manuális tevékenységet igényelnek. Az elektronikus hajócsavar ellenőrző készülékek a legutóbbi 25 évben váltak elfogadottá, és a költségek csökkenése elősegítette elterjedésüket.



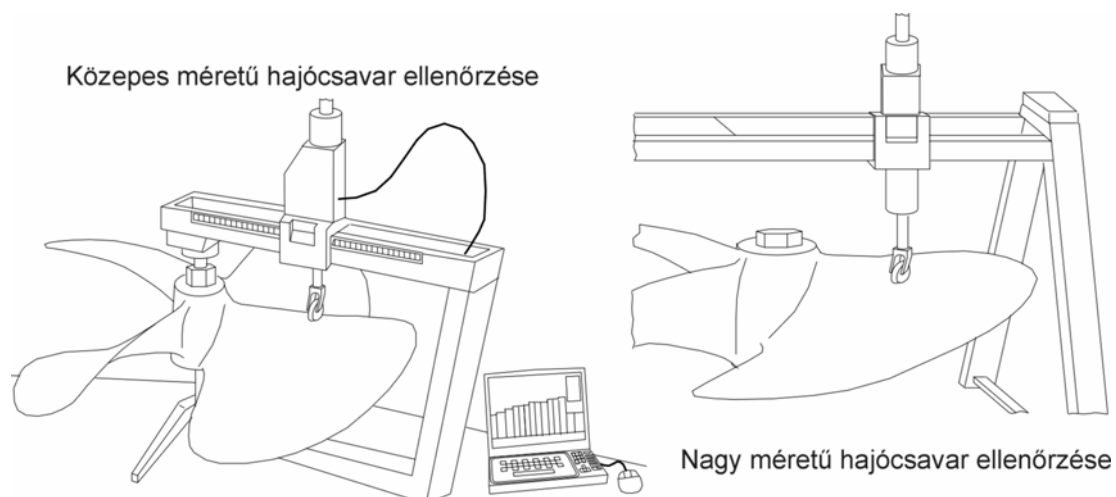
4.3.2.5.3.2 ábra Elektronikus ellenőrző
készülék kis hajócsavarokhoz

Az egyik első ilyen készülék a Propeller Dynamics Pty Ltd. ausztrál cég 1979-ben kifejlesztett Prop Scan gyártmánya volt. Ezzel és változataival elsősorban a sport- és luxushajók kisebb hajócsavarjait lehetett ellenőrizni kb. 50 cm átmérőhatárig. A készülék digitális kijelzőn mutatta a

hajócsavar mért emelkedését. A berendezés lehetővé tette a hajócsavarok pontosságának növelését.

A készülék továbbfejlesztett változata nemcsak a nagyobb, akár 1 m átmérőjű hajócsavarok ellenőrzésére volt alkalmas, hanem a hajócsavar forgatását is elvégezte.

A jelenleg használt hasonló berendezések számítógépre kapcsolható konstrukciójúak és monitoron grafikus kijelzéssel rendelkeznek. A mérethatár általában 3 m átmérő, amely a jelenleg közlekedő hajók zöménél alkalmazott hajócsavarok tartományát magában foglalja. A készülék a mért adatokat kijelzi, tárolja és nyomtatott alakban rendelkezésre bocsátja. Ez az információ már elegendő a hajócsavar tervezéssel és gyártással foglalkozó szakemberek számára.



4.3.2.5.3.3 ábra Elektronikus ellenőrző készülékek közepes és nagy hajócsavarokhoz

4.3.3 Különleges propulziós eszközök

A hajócsavartól eltérő propulziós eszközök kialakulása

A hajók mechanikus eszközökkel történő hajtása a legrégebbi idők óta foglalkoztatta az embereket, és több-kevesebb sikerrel meg is valósítottak valamilyen elgondolást. A külső energiaforrásoktól eltekintve, mint a partról történő vontatás, a sekélyvízi járművek továbbítása a mederfenékre támaszkodó eszközökkel (csáklya, zuhatagi vontatók mederlánca, stb.), vagy a vitorla, amely szinte egyeduralkodó volt majdnem egy évezredig, és napjainkban is kiváló propulziós forma sport-, luxus- és kiképző hajók esetében, a következő propulziós-eszköz típusok alakultak ki az idők folyamán.

1. *Hajócsavar*, ezzel az előző fejezetben kimerítően foglalkoztunk.

2. *Reakcióerő elvén működő eszközök*:

- *evező*, amely a legősibb propulziós eszköz, és megfelelő konstrukció illetve munkaszervezés esetén (bár a szakszervezetek nem nagyon érthettek egyet ezzel a gályákon alkalmazott szervezethez) a leghatékonyabb eszköz is,
- az evező elvén működő *lapátkerék*; ennek két típusa terjedt el, az amerikai folyami hajókon a hajófarra szerelt farkkerék és a világ többi részén, elsősorban Európában tökéletesre fejlesztett oldalsó lapátkerék,
- sugárhajtás, ahol a szivattyúval felgyorsított közeg energiáját alakítják tolóerővé, a vízsugarat vagy a víz alatt, vagy a vízfelszín felett lövik ki.

3. Függőleges tengelyű propulziós eszközök:

- *Voith-Schneider propeller*,
- *Kirsten-Boeing propeller*.

Ezeket más néven *cikloidális propellereknek* is nevezik, mivel a szárnyak középpontja egy külső koordináta-rendszerhez viszonyítva ciklois görbét ír le.

A felsorolt propulziós eszközök jelentősége nagyon eltérő. A kifejlesztése óta épített hajók döntő többségénél a hajócsavar volt az az eszköz, amelyhez a tervezők magától értetődő természetességgel nyúltak. Utána azonban a lapátkerék foglalja el a második helyet. Az összes többi eszköz csak perifériális, de vannak olyan részterületek, ahol nem is lehet máshoz fordulni, mint egy adott eszközhöz (pl. sekélyvízi, mocsaras területen a vízsugárhajtás minden hátránya ellenére a legmegfelelőbb), ezért ezek jelentőségét nem szabad lebecsülni. Ismertetésüknél ezért inkább a fontossági sorrendet követjük.

Mivel a gépi hajóhajtás kifejlődése a gőzgépnek hajókon való alkalmazhatóságával függ össze, a gőzgép jellemzői határozták meg a propulziós eszköz paramétereit. Az első dokumentálhatóan gépi propulzió az 1783-as évre datálódik, Lyonban *Claude de Jouffroy D'Abbans* márki épített be a *Pyroscaphe* névre átkeresztelt 44-méteres vitorlás hajótestbe egy mindkét irányban működő fekvő hengeres gőzgépet, amely a hajó két oldalán elhelyezett lapátkerekeket hajtotta. A hajó képes volt a Rhone folyón ár ellenében felfelé haladni.

A második olyan kísérlet, amelyet gőzhajtású hajóval végeztek, Amerikában zajlott le, amely akkor már benne volt a függetlenségi háborúban. A philadelphiai *John Fitch* 1785-től kezdve próbálkozott hasonlóval, de fáradozása csak később járt haszonnal. Első kísérletében egy kis 18-méteres hajót hajtott meg olyan propulziós eszközzel, amely a hajó mögött volt felszerelve, és leginkább kacsalábakkal lehetett azonosítani. *Experiment* nevű hajójával menetrendszerű járatot létesített két közeli pont között.

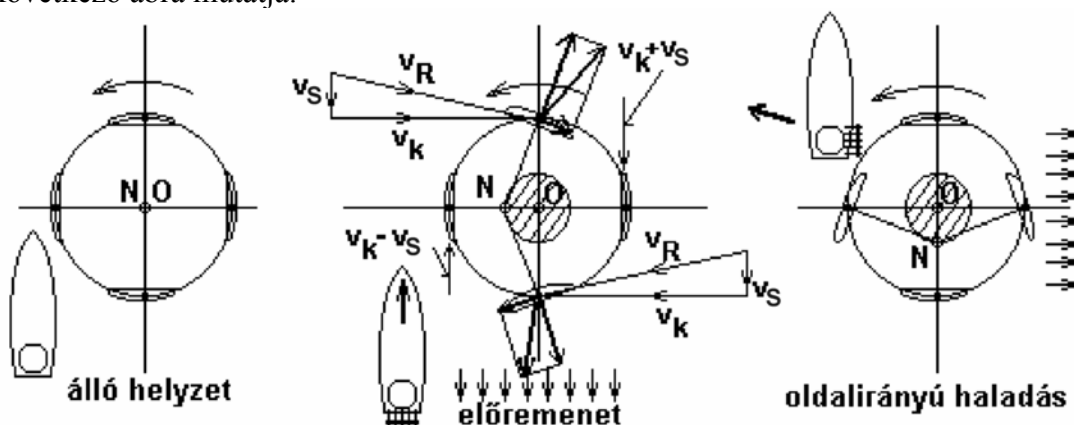
A hajócsavar mai páratlan sikere ellenére nem könnyen hódította meg a gépi propulzió területét. Mivel főként a hadihajók épültek gépi meghajtással, a haditengerészet határozta meg ezt a folyamatot, Amerikában gyorsabb volt a hajócsavar térhódítása, mint Angliában, az akkori másik nagy tengeri hatalom területén. A lapátkerék azonban a mai napig nem veszítette el jelentőségét.

4.3.3.1 Voith-Schneider propeller

Működési elv

A *Voith-Schneider propeller* azt az elvet használja ki a gyakorlatban, hogy egy hidrodinamikai szárnyprofilon ébredő erők egy párhuzamos áramvonalakkal jellemezhető (lamináris jellegű) folyadékáramlásban a szárnyprofil húrjának (alapvonalának) és az áramlás áramvonalainak egymáshoz képest mérhető szögétől (a megfűvási szögtől) függenek. A húr irányából érkező áramlás a szárnymetszeten nem ébreszt felhajtóerőt, az ellenállás-erő pedig a lehető legkisebb. Akkor ébred optimális értékű felhajtóerő a profilon, ha az α megfűvási szög a V_A sebességből (ebben az esetben $t = 0$ és $w = 0$, tehát $V_A = V_S$) és a szárnyprofil haladási (kerületi) sebességéből felrajzolható sebességi háromszögben olyan értékű, amelynél az eredő sebesség húrirányú (ld. 4.3.2.2.15 ábra).

A Voith-Schneider propeller szárnyain uralkodó erő- és sebességviszonyokat a következő ábra mutatja.



4.3.3.1.1 ábra A Voith-Schneider propeller sebesség- és erőviszonyai

A függőleges tengely körül állandó fordulatszámmal forgó profilos szárnyak állásszöge minden fordulat alatt egyszer felveszi az N vezérlési pont által meghatározott két szélső helyzetet és a közbenső negyed fordulatoknál a semleges helyzetet.

Álló helyzetben a propeller N *vezérlési pontja* egybeesik az O tengelyponttal. A rajzon a szárnymetszeteket nulla ferdeségi szöggel ábrázoltuk, de az valójában olyan szögérték, amikor a profilon nem ébred felhajtóerő, az ellenálláserő pedig minimális. Amennyiben a hajó mozog, ezt a sebességet a vezérléssel korrigálják, tehát olyankor az N és O pont nem teljesen esik egybe ahhoz, hogy a propeller ne hozzon létre tolóerőt. Ilyen helyzet lehetséges, ha folyami hajónak kell a parthoz viszonyítva álló helyzetben maradnia.

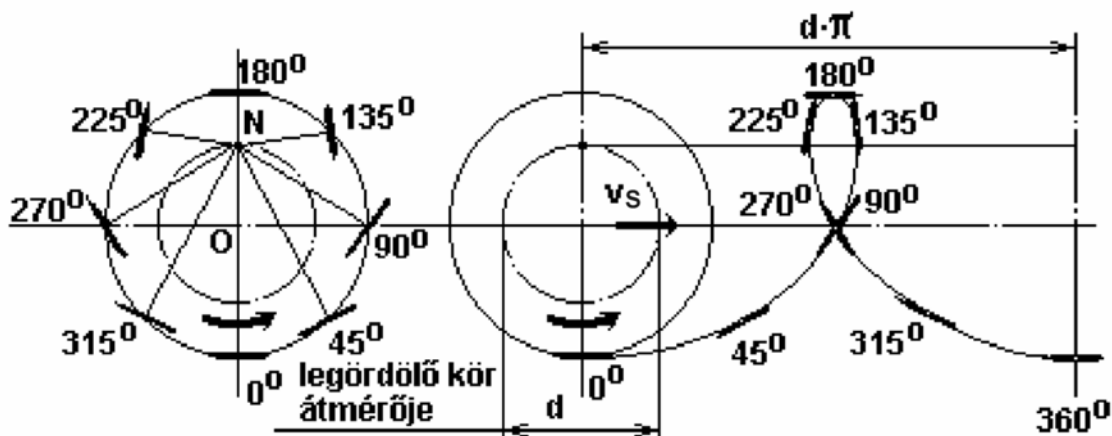
A szárnyak szögelfordulása az ábrán el van túlozva, az elfordulás mindössze 2-3 fokot tesz ki. Az N vezérlőpont a vonalkázott belső körön belül mozoghat tetszőlegesen (a kör mérete is túlzott a rajzon). Az N pontból a szárnymetszet súlypontjába húzott sugár merőleges a szárnymetszet húrjára, a vezérlőpont helyzete szabja meg, hogy a szárny melyik ponton veszi fel a beállított maximális szögelfordulás értékét, tehát a szárnyon hol ébred a legnagyobb felhajtó- és ellenálláserő.

A szárnyakon áramló víz sebessége a hajó V_S haladási sebességének és a v_k kerületi sebességnek az eredője. A v_R eredő sebességet a szárnyak pozíciójára jellemző sebességi háromszögek adják ki. Amennyiben az N vezérlőpont a semleges helyzetből ki van térítve, az eredő sebesség hatására a szárnyakon a két semleges pontot kivéve felhajtóerő és ellenálláserő ébred. Ezek eredője tolóerőre és oldalirányú erőre bontható, az utóbbiak valamennyi szárnyat figyelembe véve minden pillanatban kiegyenlítik egymást. A sebességi háromszögeket és a szárnymetszeteken ébredő erőket csak az előremeneti ábrán rajzoltuk meg, de értelemszerűen valamennyi vezérlési állapotra felrajzolhatóak. A sebességi háromszögekből a propeller által létrehozott sebességnövekedést azért lehet kihagyni, mert a v_k sebességkomponens sokkal nagyobb a V_S komponensnél, ezért a 4.3.2.2.4.1 ábrához képest a sebességi háromszögek sokkal laposabbak, a megfúvási szögben alig okoz eltérést az U sebesség elhanyagolása.

Előremenetben a körpályán haladó szárny a bal- és jobboldali ponton semleges helyzetet vesz fel, nem ébred rajta felhajtóerő, az ellenálláserőt baloldalt a v_k és V_S sebességek különbözete, jobboldalt azok összege határozza meg. A vezérlőpont a hajóorr felé eső szélső pontban a profilnak olyan beállási szöget diktál, ahol a megfúvás szöge pozitív, a nyomás értéke a profil belső oldalán (a tolóoldalon) nagyobb. A felhajtóerő és az ellenálláserő eredője nem pontosan a hajó hossz tengelyével egyezik meg, de látható, hogy az ellenkező pozícióban, a hajófar felé eső szélső pontban a szárnymetszet beállási szöge negatív, ezért a profilon keletkező ellenálláserő a hajóorr felé eső szárny oldalirányú erejét kiegyenlíti. A far felé eső szélső pontban a profilon ébredő felhajtóerő kisebb, mint az ellenkező pontban levő szárnymetszeten, mivel a szárnyprofil hátoldalán lesz nyomásnövekedés, és ez rosszabb hatásfokot eredményez. A vezérlőpont mozgatásával a propeller tetszőleges irányú tolóerőt képes létrehozni, a hajó akár oldalirányú mozgásra is képes.

Ha az N vezérlőpontot a vezérlőkör területén mozgatjuk, a tolóerő maximális értékű, iránya változik. Az N pont sugáron történő mozgatása állandó irányú, de növekvő vagy csökkenő tolóerőt eredményez.

A következő ábra a Voith-Schneider propeller egy uszonyának valóságos pályáját ábrázolja, amelyet a legördülő kör kerületén kívül elhelyezkedő pont ír le.



4.3.3.1.2 ábra A Voith-Schneider propeller uszonyainak ciklois pályája

Üzemi jellemzők és beépítési lehetőségek

A Voith-Schneider propeller az ismertetett működési elveknek köszönhetően nagyon jól kezelhető és ugyanakkor sokoldalú propulziós eszköz.

A propulziós főgép állandó fordulatszámmal forog, a csavarnak átadott nyomaték azonban a vezérlési pont beállítása szerint nulla és a maximális érték között változhat. Ennek fő előnye az, hogy a csavar indítása nem lökésszerűen jelentkezik, hanem fokozatosan. Az állandóan üzemi fordulatszámon járó motort nem veszi igénybe a kritikus fordulatszámokon való áthaladás, fogyasztása pedig a lehető legkedvezőbb. Mivel a tolóerő változtatása nem igényli a motor átkormányzását (forgásirányának megfordítását), az ilyen propulziós eszközzel felszerelt hajó nagyon biztonságosan manőverezhető.

Összefoglalva, előnyei a főgép szempontjából:

- sima indítás,
- kis tömegterhelés,
- kedvező fogyasztás,
- átkormányzás szükségtelen,
- homogén nyomaték a tengelyen.

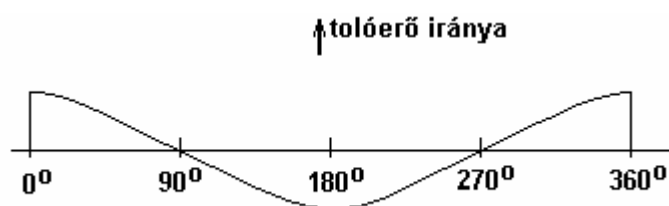
A szokásos hajócsavarral való összehasonlításban vannak előnyei és hátrányai. Ez utóbbiak:

- különleges hajótestet kíván, amelynek ellenállása esetleg nagyobb a szokásosnál,
- Voith-Schneider hajócsavar alkalmazása esetén egy nagyságrenddel nagyobb súllyal kell számolni.

Előnyei ezzel szemben:

- elmarad a külön kormánylapát beépítésének szükségessége, amelynek költsége, súlya és ellenállása lenne,
- nincs szükség fartőkére és hasonló szerelvényekre, amelyeknek szintén lenne súlyuk és ellenállásuk,
- kedvezőbb az összehatásfok, mivel a forgási tényező nem értelmezhető és elmarad,
- a kormányzás már egyetlen Voith-Schneider propellerrel is számos könnyebbséget hoz, kettő beépítése esetén a hajó tisztán oldalirányú mozgásra is képes. Ami azonban inkább tulajdonság, sem előny, sem hátrány, az, hogy a Voith-Schneider propeller nagyon bonyolult berendezés rengeteg alkatrészszel, emellett igen sérülékeny. Ezt mindenképpen tudomásul kell venni, ha alkalmazását mérlegelni akarjuk.

A 4.3.3.1.1 ábra mutatja, hogy a tolóerő nagysága és iránya az azonos irányban egyenletes sebességgel forgó szárnyak (uszonyok) szögbeállításával változtatható. A vezérlőberendezés jellemző pontja az N vezérlési pont, amelyet az origóból olyan irányban kell kitéríteni, amely a kívánt tolóerő irányára merőleges, és az annak irányával megegyező sugáron levő lapát belépő-élével azonos irányú. A kitérítés mértéke a kívánt tolóerővel arányos. Az így beállított vezérlési pontba húzott sugárra a szárnyak merőlegesen helyezkednek el, ezért a kívánt tolóerő irányával megegyező kerületi sebességű szárnyak (mindkét irányban) nulla kitérítésűek. A szárnyak szögbeállítása minden fordulat alatt egyszer veszi fel ugyanazt a szögértéket.



4.3.3.1.3 ábra A Voith-Schneider propeller szárnyszögének változása egy fordulat alatt

A vezérlési pont mozgatása egy tárcsa középpontjának áthelyezésével történik, amely

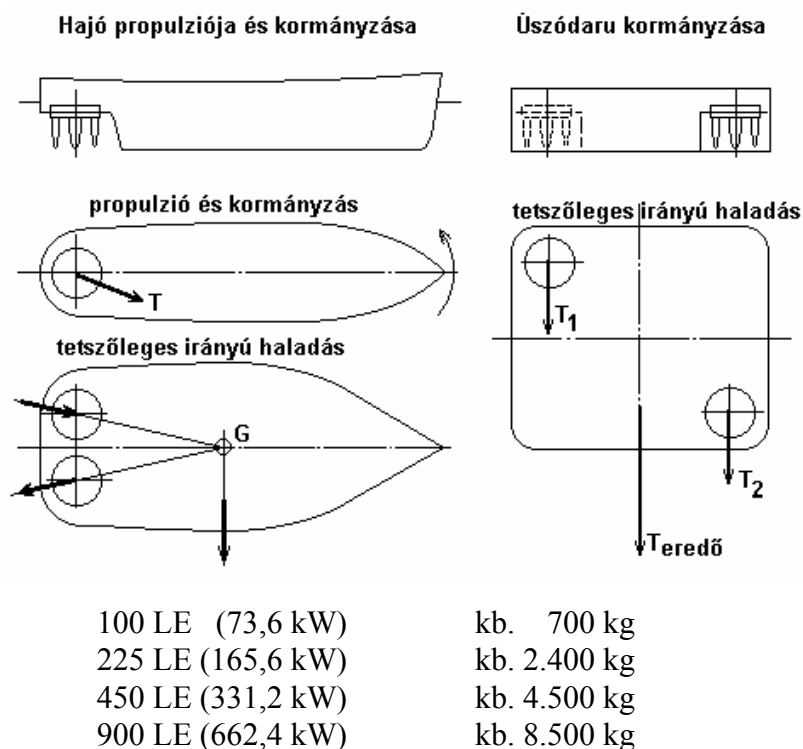
egy olyan korongra van felszerelve, és ahhoz rudazattal csatlakoztatva, amelyet a motor forgat. A rudazat a korong minden fordulata alatt egyszer a tárcsa által beállított szögértékre állítja be a szárnyakat a fenti diagram szerint, a hullámgörbe ordinátája a maximális szögeltérés és nulla között változhat.

A Voith-Schneider propeller leggyakoribb beépítési lehetőségeit a 4.3.3.1.4 ábra mutatja.

A propulziós főgép és a propulziós eszköz közötti meghajtó kapcsolatra sok konstrukciós lehetőség van, a leggyakoribb az egy motor, egy propeller hajtás. A motor és a propeller között állandó kapcsolat van, amelyet leggyakrabban fix módosítású egyfokozatú kúpkerekes hajtómű biztosít. A hajtómű a nagy-fordulatszámú főgép és a kisebb sebességtartományban üzemelő propeller fordulatszámának összehangolását is elvégzi.

Azokon a helyeken, ahol nagyobb teljesítményű főgép és több propeller van beépítve, a konstrukciós problémákat a dízel-elektromos meghajtás küszöböli ki legjobban. A

főgép nagysebességű stabil motor, amely generátort hajt meg, a propulziós motorok fix fordulatszámú függőleges tengelyű elektromotorok. A hálózat háromfázisú váltakozó áramú.



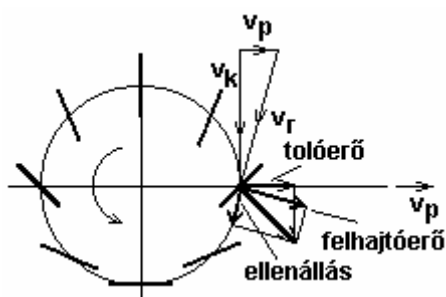
4.3.3.1.4 ábra A Voith-Schneider propeller beépítésének lehetőségei

A Voith-Schneider propeller súlya illetve tömege (főként a nagyszámú mozgó alkatrész miatt) a teljesítmény növekedésével rohamosan nő.

A súlynövekedés nem lineáris, kisebb teljesítménynél kb. 7 kg/LE-vel lehet számolni, ami felmegy 10 fölé, de a felső tartományban ismét csökken.

A Voith-Schneider propeller üzemeltetése tartósabb üzem esetén olcsó, mivel hatásfoka elérheti a 80%-ot is.

4.3.3.2 Kirsten-Boeing propeller



4.3.3.2.1 ábra A Kirsten-Boeing propeller sebesség- és erőviszonyai

Beépítési lehetőségei hasonlóak, mint a Voith-Schneider propellernek. Felépítése is hasonló, függőleges tengely körül forgó szárnyak vagy uszonyok adják a tolóerőt, erőviszonyai azonban a lapátkerékre emlékeztetnek, mivel

- a szárnyakon nem két szembenálló, hanem csak egyetlen helyzetben keletkezik maximális felhajtóerő, a többi pozícióban, az egyetlen semleges helyzetet kivéve, a felhajtóerő a maximális érték és nulla között van,
- a tolóerő a lapátot terhelő ellenálláserő összetevőjeként adódik ki.

A 4.3.3.2.1 ábra a sebesség- és erőviszonyokat szemlélteti. A szárnyakon ébredő tolóerő-komponensek az eredő sebesség következtében a szárnyon keletkező felhajtóerő és ellenállás-erő eredőjéből határozhatók meg. Az összes szárnyon ébredő erők az egész csavarra vonatkozóan nincsenek kiegyenlítve, ezért a szerkezetnek robosztusabbnak kell lennie, mint a Voith-Schneider propellernél.

A Kirsten-Boeing propeller amerikai konstrukció, elsősorban Amerikában alkalmazzák.

4.3.3.3 Lapátkerék

Kialakulásának folyamata

Amint azt a korábbi fejezetekben bemutattuk, a gépi hajóhajtás kifejlődése a gőzgépnek hajókon való alkalmazhatóságával függ össze, a gőzgép jellemzői határozták meg a propulziós eszköz paramétereit. Így az első dokumentálható lapátkerékes gőzhajót az 1783-as évben építette Lyonban Claude de Jouffroy D'Abbans márki. A *Pyroscaphe* névre át keresztelt 44-méteres vitorlás hajóba duplex fekvő hengeres gőzgépet helyezett, amely a hajó két *lapátkerekét* hajtotta. A hajó képes volt a Rhone folyón ár ellenében felfelé haladni.

A második gőzhajtású hajóval végzett amerikai kísérlet nem lapátkerék, de a tolóerő keletkezésének forrása a vízbe merített test ellenállása volt. John Fitch 1785-től kezdve próbálkozott, első kísérletében egy kis 18-méteres hajót hajtott meg olyan propulziós eszközzel, amely a hajó mögött volt felszerelve, és leginkább kacsalábakkal lehetett azonosítani.

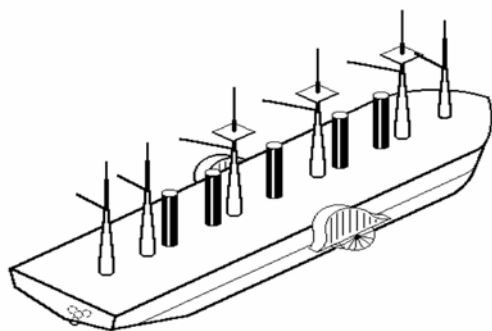
A többi hasonló első próbálkozást már említettük a propulziós eszközök történeténél, a legismertebb név Fultoné, aki a skóciai Clyde folyón avatta fel működő gőzhajóját. A propulzió két úttörője, a svéd származású amerikai Ericson és az angol Smith mind hajócsavarral, mind lapátkerékkel tett lépéseket. A lapátkerék a 19. század közepén még egyenrangú társa volt a hajócsavarnak, a tengeri hajózásban, főként az óceáni átkelésben azonban a hullámos víz nem kedvezett ennek az üzemnek, bár a gőzgépek mindaddig a lapátkerék paramétereivel voltak jobban összhangban, amíg csak a gőzgépek állóhengeres nagyobb sebességű konstrukciója meg nem érett a hasznosításra. A leghíresebb lapátkerékes hajó egyike volt az Angliában épült *The Great Eastern* nevű kettős (vagy inkább hármás) propulzióval ellátott hajó, amely eredetileg személyhajónak és csapatszállítónak épült, de csak akkor lehetett megfelelően kihasználni, amikor az Atlanti-óceán alatti távírókábelek fektetésére került sor.

A hajó hat árboccal is fel volt szerelve, amelyre vitorlákat lehetett felvonni, bár leginkább árbocdaruként használták őket. Vészhelyzetben, amelyre csak néhány alkalommal került sor, vitorlával is hajózhatott. Fő propulziója a hajócsavar volt, amelyet 7 m átmérőjűre készítettek, és az 1.600-LE-s gőzgép hajtotta meg, amelyet hat kazán látott el gőzzel. Nem kevésbé fontos eszköz volt azonban a két oldalsó lapátkerék, amelyek átmérője 17 m volt, és az 1.000-LE-s gőzgép négy kazánból kapta a gőzt. Ezzel a hajónak összesen öt kéménye volt.

A maximális sebesség, amelyet el tudott érni, 14 csomó volt (26 km/h), amely hatalmas teljesítmény a mindössze 2.600 LE-től, ha a hajótest adatait is figyelembe vesszük: 207 m hossz, 25 m szélesség és 18 m oldalmagasság 8-m-es merüléssel, a hajó teljes

víz kiszorítása illetve súlya 22.374 tonna volt. A hajó normális elhelyezéssel 4.000 utast tudott szállítani, csapatszállítóként 10.000 főt vehetett fel.

Érdekesség kedvéért a következő vázlaton ezt az akkori idők szerinti hajóóriást mutatjuk be.



4.3.3.3.1 ábra A The Great Eastern nevű óriás kerekes-csavaros gőzhajó

A *lapátkerekes hajókat* a belvízi hajózásban szinte alapelvnek tekintették egészen a második világháború kezdetéig. A legtöbb ilyen hajó a 19. és 20. század fordulóján épült, amikor a lakosság megnövekedett mobilitása ösztönözte ezt a tevékenységet.

Emellett a tömeges áruszállítási igényeket a

vasút még nem tudta kielégíteni, a hajós személyzet képzettsége pedig lehetővé tette a zavartalan és jövedelmező fuvarozást.

Az európai folyókon a vízi-utak állapota javult, a folyókat szabályozták, ezért az uszadék nem jelentett veszélyt a propulziós eszközre. Az amerikai területek azonban nagyrészt még nem voltak ilyen állapotban, az afrikai partmenti belvizeken is hasonló volt a helyzet, ezért az amerikaiak a Mississippin kialakult *far-lapátkereket* használták, amely sokkal védettebb volt, mert a hajótest félresodorta az uszadékot. Ezeket a berendezéseket hasznosították a viszonylag jelentéktelen afrikai vízi-úton is. A farkerek beépítési korlátai azonban nem engedték meg az Európában már jó ideje működő vontatásos szállítási formát, ezért ott a tolohajózás terjedt el, amelyet majdnem 100 évvel később vettek át az európai belvízi hajózásban.

A farkerek hatásfoka a következők alapján érthetően jobb, mint az *oldal-lapátkeréké*, amennyiben merev lapátokat használunk. Ennek kiküszöbölésére kezdtek foglalkozni a *vezérelt lapátokkal*, és az oldalkereket így egyenértékűvé lehetett tenni a farkerékkel gazdaságosság szempontjából.

A hajócsavar mai páratlan sikere ellenére nem könnyen hódította meg a gépi propulzió területét. Mivel főként a hadihajók épültek gépi meghajtással, a haditengerészet határozta meg ezt a folyamatot, Amerikában gyorsabb volt a hajócsavar térhódítása, mint Angliában, az akkori másik nagy tengeri hatalom területén. A lapátkerék azonban a mai napig sem veszítette el jelentőségét.

A propulzió történeti visszapillantásából látható, hogy a hajócsavar és a lapátkerék kialakulása fej-fej mellett haladt, és sokáig nem dőlt el, melyik lesz a győztes. A hajócsavar a tengeri hajózásban egyértelműen nyerőnek számít ma már, de a lapátkerék a folyami hajózásban a mai napig sem veszítette el teljesen a jelentőségét. Ennek oka elsősorban az, hogy a korlátozott vízmélység miatt a hajócsavar mérete abban a tartományban lenne, ahol a hatásfok a gazdaságosságot veszélyeztetően alacsony értékű. Lapátos kerékből ugyanakkor a hajózóút méretei által megengedett szélességű eszköz készíthető, tehát megvalósítható az optimális propulzió.

A lapátkerék az elmúlt kétszáz év során a gőzgéppel együtt tökéletesedett, legalább száz évig szinte változatlan paraméterekkel épültek a folyami lapátos gőzösök. Ennek szinte kizárólag az az oka, hogy a gőzgépek és a lapátkerék optimális fordulatszáma nagyjából megegyezik. A nagy tömegű elkerülése érdekében a folyami hajókba épített fekvőhengeres 3-fokozatú (a legkisebb henger közvetlenül kapja a kazánból a gőzt, expanzió után a kisebb, de még túlhevített munkaképes gőz a második, nagyobb méretű hengerbe áramlik, majd abból expanzió után a legnagyobb méretű hengerbe vezetik, ahol a maradék energiát adja le, ezután kerül a kondenzátorba; a három henger méretkülönbsége biztosítja a megközelítőleg azonos nyomóerőt és forgatónyomatékokat) gőzgépek maximálisan 60 löket/min sebességgel üzemeltethetőek, a lapátkerék optimális fordulatszáma pedig 40-45 1/min körül van. A farkerekes hajóknál ez a sebesség még kisebb.

A lapátkerék konstrukciójának megőrzésével egyidejűleg új propulziós gép jelent meg a két világháború között. Erre az időre már a *dízelmotor* megfelelően ki tudta terjeszteni teljesítmény-tartományát, a tengeralattjárók meghajtásánál pedig megoldották az *elektromos propulziós motorok* kérdését. A *dízel-elektromos propulzió* nagyon ígéretesnek mutatkozott, Magyarországon is épült két ilyen folyami vontatóhajó, a "*Baross*" és a "*Széchenyi*". A két hajó harminc évnél is tovább volt szolgálatban, annak ellenére, hogy gazdasági okokból olyan dízelmotort építettek be, amely stabil energiafejlesztő erőgépként nem volt optimális választás. A hazai ipar korlátai miatt pedig a kis sebességű propulziós elektromotor sok karbantartást igényelt. A vezérelt lapátkerék azonban minden szempontból jól vizsgázott.

A lapátkerék jövőjét tekintve előre lehet jelezni, hogy amint megoldódnak a felsorolt gondok, kedvező üzemeltetési tulajdonságai miatt ez a propulziós eszköz ismét előtérbe kerülhet.

Működési elve

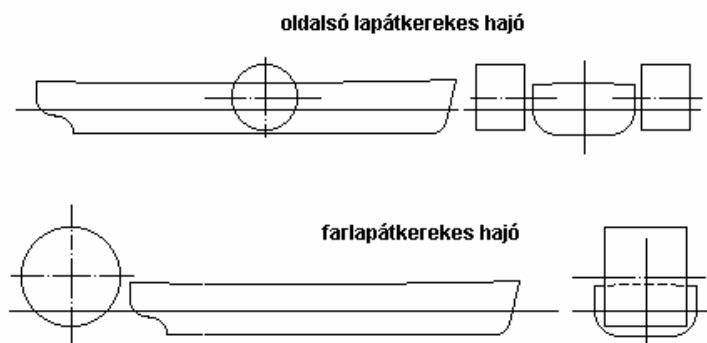
Működési elve alapján a *lapátkerék* olyan propulziós eszköz, amely az evezőhöz hasonlóan a vízbe merített felületre ható ellenállást hasznosítja tolóerő formájában. A lapátkeréknek két változatát különböztetjük meg: a *merevlapátos kereket* és a vezérelt-lapátos kereket.

1. Merevlapátos kerék

A merev lapátokkal felszerelt lapátkerék volt az első ilyen propulziós eszköz, amelyet hajóba építettek be. Az első próbálkozások oldalt elhelyezett kerekekkel történtek. A szabályozatlan amerikai folyókon a nagy mennyiségű uszadék-fa miatt a jobb védelem érdekében a kereket a hajófarra szerelték fel. A kerék védelme mellett ezzel a kerék méretének növelése is lehetővé vált. Az ilyen lapátkerekek merev lapátokkal is megközelítették azt a hatásfokot, amely a vezérelt-lapátos kerekeknél elérhető. A merevlapátos kerekek két fő változatát a 4.3.3.3.2 ábra mutatja. Mindkét esetben a sebességi háromszögek szerkesztésénél figyelembe vehető v_k kerületi sebesség jelentősen nagyobb a hajó haladási sebességéből eredő V_A propellersebességnél. A hajó főméreteihez képest viszonylag nagyobb átmérőjű merevlapátos kerék lapátjának bemerülési szöge kisebb, a rajta ébredő R eredő erő iránya közelebb áll a kívánt tolóerő irányához, ezért jobb hatásfokú. A sebességi háromszögben a v eredő sebesség (a lapát

megfűvási sebessége) közelebb áll a lapát síkjára merőleges irányhoz, ezért az eredő erő alig nagyobb a K kerületi erőnél.

A kilépő lapát esetében is ez a helyzet.

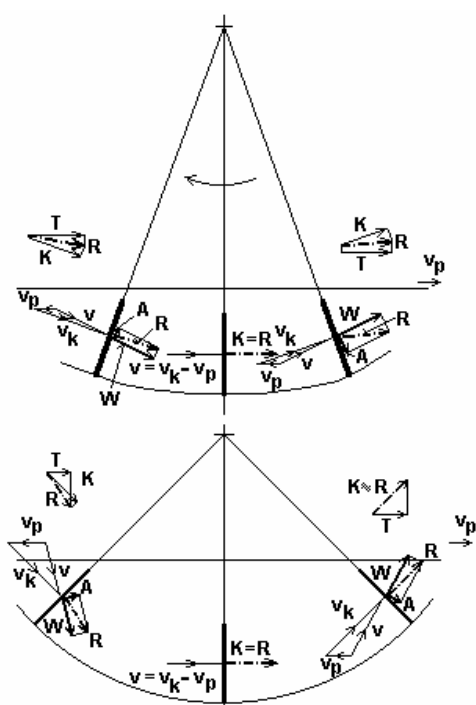


4.3.3.3.2 ábra Oldalsó és farkerékkel felszerelt lapátkerekes hajó

A függőleges helyzetben levő lapát sebességi háromszöge egyenes szakasz, az eredő v sebesség a kerületi sebesség és a propellersebesség

különbsége, mivel a tolóerő keletkezésének feltétele, hogy a lapát kerületi sebessége legyen nagyobb. Az eredő erő a kerületi erővel és a T tolóerővel azonos.

A kisebb kerék esetében a függőleges lapát sebesség- és erőviszonyai ugyanígy jellemezhetőek.



4.3.3.3.3 ábra Merev lapátos lapátkerék sebesség- és erőviszonyai

A be- és kilépő lapátnál a kerületi és a propellersebesség iránya jelentősen eltér, így a lapát megfűvása nem merőleges, az eredő erőben nagyobb aránya van az A felhajtóerőnek, és kisebb a W ellenálláserőnek, mint a nagyobb átmérőjű keréknél. Az eredő erő iránya jelentősen eltér a T tolóerőtől, ezért tolóerő-irányú összetevő kisebb. Mivel a kerületi erő nem tér el ilyen mértékben az eredő erőtől, a hatásfok rosszabb értékű.

A merev lapátos kerék sebesség- és erőviszonyait a 4.3.3.3.3 ábrán láthatjuk. Az ábrán V_A helyett v_p jelölést alkalmaztunk.

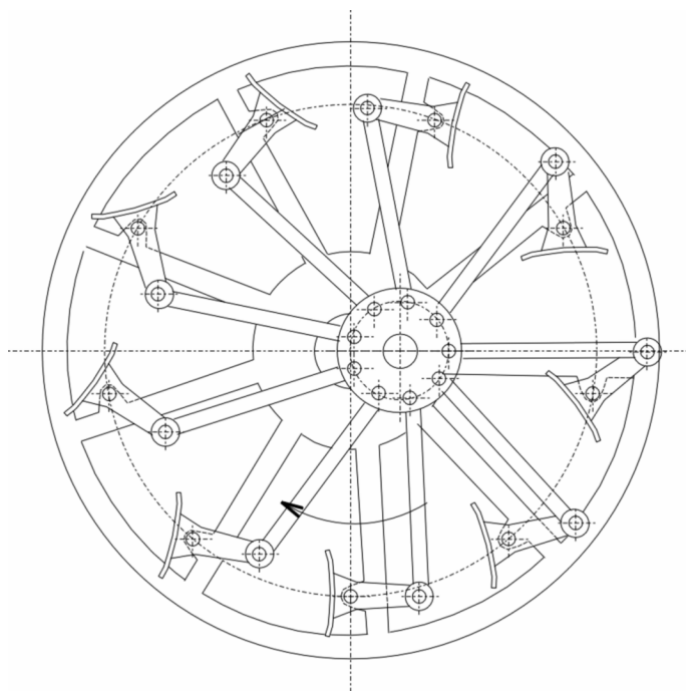
2. Vezérelt-lapátos kerék

A vezérelt lapátokkal működő lapátkerék egyesíti a kis- és nagyátmérőjű merev lapátos kerék előnyeit. A sebességi háromszögek a kisátmérőjű merev lapátos kerékeknek felelnek meg, de a lapátokon ébredő erők a nagyátmérőjű keréken ébredőkkel nemcsak azonosak, hanem kedvezőbbek. Mivel a kerék átmérője kisebb lehet, nagyobb fordulatszámmal üzemelhet, tehát kisebb méretű

és ezzel együtt könnyebb propulziós főgép (akár gőzgép, akár más erőgép, pl. elektromotor) hajthatja meg.

A kerék szerkezete a lapátkerék-tengelyre van szerelve, amely azonos a propulziós főgép főtengelyével. A lapátok a kerékszerkezethez csuklósan csatlakoznak, az egyes lapátok helyzetét a körhagyó megfelelő pontját a lapát hátsó csuklópontjával összekötő rúd szabja meg. A körhagyó (excenter) középpontja a kerék forgáspontjához képest vízszintesen a hajóorr felé van eltolva. Külpontosságát és az összekötő rudak hosszúságát úgy választják meg, hogy a lapátforgató kar és az összekötő rúd a lapát alsó és felső helyzetében derékszögű háromszöget alkosson, így a lapát ilyenkor radiálisan helyezkedik el. Az alsó helyzetből kiemelkedő lapát visszamarad a kerék elfordulásához képest, így amíg teljesen ki nem emelkedett a vízből, tolóerőt hoz létre. A felső végpontban a lapát beéri a kerék forgását és előresiet, ezért bemerüléskor már közel függőleges helyzetű, és képes tolóerőt termelni. Az ábrán látható, hogy bár az eredő erő és a kerületi erő eltér, az eredő erő kis mértékben tér el a tolóerő irányától, így a propulzió határfoka az elérhető maximális érték közelében van.

A 4.3.3.3.4 ábra 9-lapátú vezérelt-lapátos kereket ábrázol.



4.3.3.3.4 ábra Vezérelt lapátos kerék szerkezete

A lapátkerék összhatófokában a szivattyúhatásfok kisebb, mert rosszabb szivattyú, mint a hajócsavar, ugyanakkor a kisebb vízmélység miatti kisebb merülés a hajócsavar méretét korlátozza, ami azt jelenti, hogy eleve rosszabb propulziós hatásfokkal kell számolni.

Hasonlítsuk össze a Dunán korábban szokásos lapátkerékes vontatóhajó lapátkerekének hatásfokát az azonos befoglaló méretű hajótestnél alkalmazható hajócsavar hatásfokával.

Ha 2 m vízmélységet tételezünk fel a hajózóútban, a hajótest merülése 1,7 m lehet. Két csavar illetve két oldalsó lapátkerék esetén

$$\text{a lapát mérete: } A_1 = 1,2 \times 6 \text{ m} = 7,2 \text{ m}^2$$

$$\text{a hajócsavar mérete: } A_2 = 1,4^2 \times \pi / 4 = 1,54 \text{ m}^2$$

A szükséges tolóerő $T = 50.000 \text{ N}$ (50.000 kgm/s^2 , 5 tonna), ehhez a szükséges nyomáskülönbség a propulziós eszköz előtt és után megközelítően

$$\text{lapátkeréknél: } \Delta p_1 = 50000 / 7,2 = 7000 \text{ Pa (7000 kg/ms}^2, 0,07 \text{ bar)}$$

$$\text{hajócsavarnál: } \Delta p_2 = 50000 / 1,54 = 32500 \text{ Pa (32500 kg/ms}^2, 0,32 \text{ bar)}$$

A szükséges vízgyorsítás a propellersugárban

$$\text{lapátkeréknél:} \quad U_{A1} = \sqrt{2\Delta p_1 / \rho} = \sqrt{2 \times 7000 / 1000} = \text{kb. } 3,7 \text{ m/s}$$

$$\text{hajócsavarnál:} \quad U_{A2} = \sqrt{2 \times 32500 / 1000} = \text{kb. } 8 \text{ m/s}$$

A hajó haladási sebessége vízhez képest 9 km/h, azaz 2,5 m/s. A propulzió hatásfoka

$$\text{lapátkeréknél:} \quad \eta_{01} = V_A / (V_A + C_{A1}/2) = 2,5 / (2,5 + 1,85) = 57\%$$

$$\text{hajócsavarnál:} \quad \eta_{02} = V_A / (V_A + C_{A2}/2) = 2,5 / (2,5 + 4) = 38\%$$

Van egy másik szempont is: a lapátkerék hátramenetben kb. 80%-át hozza létre előremeneti tolóerejének, a hajócsavarnál ez csak kb. 50%.

4.3.3.4 Sugárhajtások

Amikor olyan területeken közlekedik a jármű, ahol minden eddig ismertetett propulziós eszköz alkalmazása ki van zárva, különleges meghajtási módot kell keresni. Mocsaras helyeken használják a légpárnás vagy a légcavaros kételtűeket, ahol pedig sok uszadékra kell számítani vagy annyira változó a vízmélység, hogy a hajó vagy csónak a mederfenékkal érintkezik, a *víz sugárhajtás* marad.

Valamennyi esetben a hatásfok alacsony szintje annak az ára, hogy a járművel közlekedni lehessen.

Víz sugárhajtás

Két fő funkciót teljesít: propulzió és kormány. A propulzióhoz szükséges tolóerőt a hajófenéken levő nyíláson át beszívott és a szivattyúval felgyorsított víz nagy sebességgel való kilövellése hozza létre.

A kormányzás a kiömlőnyílásban elhelyezett terelőlapok szabályozásával és a külön kormánylapáttal történik.

A speciális úszóművek esetében egyedi megoldások lehetségesek, ezek adott esetben minden más hajtóműnél kedvezőbbek, ami a hatásfok kis értékét is elfogadhatóvá teszi.

Általános ismertetés

A siklásra képes nagysebességű kishajók területén tapasztalt hatalmas fejlődés jelentős részben a víz sugárhajtómű rendszerek alkalmazásának tulajdonítható. Az ilyen rendszerek célja hajók meghajtása (propulziója), amikor a rendszer lelkét képező szivattyú nagysebességű víz sugarat hoz létre. A standard víz sugárhajtómű berendezést három fő részre oszthatjuk fel, a *szívótorokra* vagy belépőcsatornára (inlet), a szivattyúra vagy hajócsavarra (pump) és a fúvókára vagy kiömlő-csatornára (nozzle). Ezen kívül a manőverezés és irányváltás végrehajtásához szükséges függelék is megtalálhatóak a fúvóka környezetében. Jelenleg a víz sugárhajtómű már nemcsak kishajók propulziójaként számít elfogadott megoldásnak, hanem gyors komphajóknál is alkalmazzák, amelyek így elérik az 50 csomós sebességet (kb. 90 km/h).

Bár amint említettük, az ezen az elven működő hajóhajtás viszonylag új dolog, az első vízsugarhajtóművet több, mint 300 évvel korábban, 1630-ban szabadalmaztatta David Ramseye. Leírásában azt állította, hogy ezzel a készülékkel képes 'olyan csónakokat, hajókat és bárkákat készíteni, amelyek erős szél és dagály ellenében is haladni tudnak'. Egy másik angol szabadalom három évtizeddel később hasonló találmányt ír le, amelynél 'a vizet a vízfelszín alatt a hajó fenekén át szivattyúkkal kinyomják, és az megkönnyíti a navigálást'. Mindkét találmány kétség kívül vízsugarhajtóművet jelentett, működő modell vagy prototípus azonban nem volt. A gőz erejének felhasználásával a 18. században is voltak próbálkozások a vízsugarhatásra, a 19. században pedig örvényszivattyú segítségével számos vízi járműben valósították meg az elvet. Nagy előnye volt a konstrukciónak, hogy külső forgó elemek nélkül oldotta meg a hajók hajtását.

A jelenleg alkalmazott, a hajó farára szerelt vízsugarhajtóművek Riva Calzoni először 1932-ben használt megoldására épülnek. A hajófenéken keresztül szívó, belülről a hajó fenékszerkezetére épített egységek, amelyeket Gill és Hotchkiss alkotott meg a 20. század elején, különösen jó szolgálatot tesznek nagyon sekély vízben, a hasonló konstrukciók a Schottel kínálatában találhatók. A Calzoni mellett az 1950-es években az új-zélandi Hamilton cég bizonyult a másik úttörőnek a vízsugarhajtás területén. A legutóbbi években ez a fajta propulzió új fejlődésnek indult, már a 3 méter átmérőjű járókerék is előfordul, ami 2.500 kW teljesítmény felvételét jelenti, és ezzel nagy hajók is elérhetik a 65 csomót, azaz a 120 km/h sebességet.

A vízsugarhajtás jelenségeinek fizikai és matematikai leírása hasonló a nyílt vízben dolgozó hajócsavar vizsgálatához. A hajócsavaron ébredő tolóerőt mind a kettőnél a csavarkörön átáramló vízsugar impulzusegyensúlyával hozzuk kapcsolatba. A hajócsavarnál ezt a tolóerőt a hajócsavar tengely adja át a hajótestnek. A vízsugarhajtásnál ezzel szemben az erőket nemcsak a tengely közvetíti a hajótesthez, hanem a berendezés többi alkatrésze is. A hajócsavarnál alkalmazott feltételezések közül tehát több olyan is van, amelyet nem lehet érvényesnek venni a vízsugarhajtásnál. A szivattyúhoz jutó vízáramlás egyáltalán nem homogén, ezért az terhelés-változásokat okoz a járókerék (hajócsavar) szárnyán minden egyes fordulata alatt. Az elvégzett vizsgálatok szerint ennek az *inhomogén sebességmezőnek*, amely közvetlenül a járókerék előtt mérhető, négy oka van. Az első ezek közül, hogy a víz a hajófenék alatti nem-egyenletes sebesség-eloszlású határrétegből jut a szívótorokba. Ezt a hatást növeli, hogy magában a szívótorokban is ellenállásba ütközik a vízsugar, ezért az áramlás inhomogenitása tovább növekszik. A harmadik tényező az, hogy a víznek át kell haladnia a szívótorok utáni görbült csőszakaszon. Végül pedig a vízáram beleütközik a csövön keresztülhaladó tengelybe, amely újabb örvényeket kelt. Az áramlás inhomogenitása tehát az örvénykeltő hatások eredménye. A turbulencia miatt a sebességeloszlás jellege stabil, ami a vizsgálatok alapján kevésbé függ a szívótorok kialakításától.

A vízsugarhajtás méretezésének fő elvei

A szokásos vízsugarhajtómű rendszer négy fő részre osztható, a szívótorokra vagy belépőcsatornára (inlet), a szivattyúra vagy hajócsavarra (pump), a fúvókára vagy kiömlő-csatornára (nozzle) és a kormányzást lehetővé tevő függetlenekre.

A rendszer fő egysége a szivattyú, amely a vizet felgyorsítja, és ezzel létrehozza azt a vízugarat, amely a fúvókán át távozik. Általában a járókerék mögött beépített *terelőszárnyak* (stator) egy egységet képeznek a fúvókával. A számítások során a szivattyút és a fúvókát egyetlen egységnek tekintik.

A vízáramlásban a szivattyú előtt levő csatornarendszert nevezik belépőcsatornának.

A vízugar kiléptetésére szolgáló fúvóka mögött pedig a kormány van elhelyezve, amely eltéríti a vízugarat a jármű irányváltoztatásához, illetve ott található az a kanálhoz hasonló kialakítású záró-csappantyú is, amellyel a vízugarat vissza lehet terelni a hajótest alá, és ezzel hátrameneti sebességet lehet létrehozni. Ez a készülék a gyors megállást is segíti. A kormány és sugárfordító csappantyú nélküli vízugarhajtóműveket *tolóerő fokozó hajtóműveknek* hívják.

A számításoknál használt jelölések a következők:

D - hajócsavar átmérő, m

T - tolóerő, N

J - a hajócsavar sebességtényezője, (v_s/nD)

m_Q - átfolyó vízmennyiség tömege, kg/s

n - csavar fordulatszáma, 1/s

NVR - *fúvókasebesség viszony* (nozzle velocity ratio), v_{ki}/v_{be}

P_S - tengelyteljesítmény, W

Q - átfolyó vízmennyiség, m³/sec

v_s - a hajócsavar sebessége (V_A helyett alkalmazzák vízugarhajtóműnél), m/sec

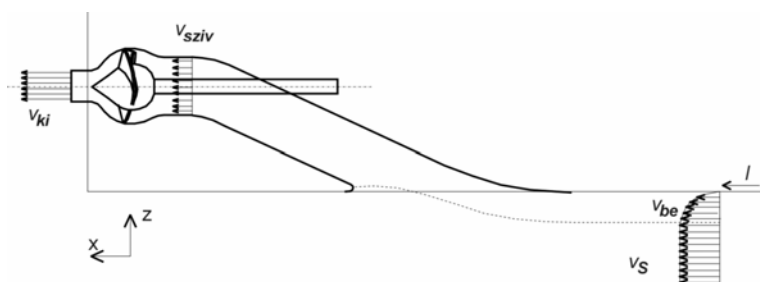
v_{be} - a *sugárhajtómű haladási sebessége*, m/sec

v_{ki} - a *vízugar kiáramlási sebessége*, m/sec

η_p - propulziós hatásfok

μ - *sugársebesség viszony*, (jet velocity ratio, $1/\text{NVR}$)

ρ - a víz sűrűsége, kg/m³



4.3.3.4.1 ábra

Vízugarhajtómű vázlata és jellemző sebességei

A szivattyú (hajócsavar) méretezésénél az alábbi négy sebességgel dolgozunk:

1. hajósebesség (hajócsavar sebessége), v_s ,
2. beszívott víz átlagsebessége a szivótoroknál, v_{be} ,
3. átlagos axiális vízsebesség a szivattyú előtt, v_{sziv} ,
4. a vízugar átlagos kiáramlási sebessége a fúvókánál, v_{ki} ,

A 4.3.3.4.1 ábra egy vízugarhajtóművet mutat a négy sebesség jelölésével. A határréteg hatására kialakuló sebességeloszlás jól látható a szivótorok előtti részen a hajófenék alatt. Az ábrán a szivótorok környezetében kialakuló *áramlási határvonal* is

jelezve van, amelyen át nincs jelentős folyadékáramlás. A szivótorok hajófar felé eső pereme ívelt alakú, itt az áramlás megszűnik, elnevezése *szivóperem* vagy *vágó-él*.

A víz belépési sebessége olyan keresztmetszetre vonatkoztatható, amely közvetlenül a szivótorok előtt levő, a hajófenékre merőleges síkba esik, ahol a vízszög hatása még nem érzékelhető. A beszívott víz valóságos v_{be} sebességének meghatározásához az alábbi integrálási művelet szükséges:

$$v_{be} = (1/Q) \int_A v(z) v_n dA$$

Az említett négy sebesség között három viszonyszám írható fel: sodortényező, *belépési sebesség viszony* és sugarsebesség viszony.

A sodortényező definiálásához a hajótest (fenék) melletti határréteget kell figyelembe venni, mert a szivótorokba belépő víz nagyrészt abból származik. A beszívott víz átlagsebessége (v_{be}) kisebb, mint a hajósebesség, amit a határréteg okoz. A csökkenés mértékét a sodortényező mutatja

$$w = 1 - (v_{be}/v_s)$$

A *sodortényező* közelítéséhez a határréteg sebességeloszlására méréseket végeztek, és azt találták, hogy annak alakja elliptikus, amelynek keresztmetszetét olyan derékszögű hasábbal közelítik, amelynek szélessége a szivattyú járókerék (hajócsavar) átmérőjének 1,3-szerese. A sodortényező értéke 0,1 és 0,14 között szokott lenni.

A *belépési sebesség viszony* (inlet velocity ratio, IVR) arra a sebességre vonatkozik, amely közvetlenül a szivattyú előtti keresztmetszetben mérhető, és amely a v_{sziv} jelölést kapta. Ezt a sebességet a következőképpen fejezhetjük ki:

$$v_{sziv} = Q/(D_{sz}^2 \pi/4)$$

ahol Q a szivattyún átfolyó víz mennyisége, m^3/sec és
 D_{sz} a szivattyú szívóoldalán az áramlási keresztmetszet átmérője, m

A szivótoroktól a szivattyú előtti pontig a sebesség változik, és az utóbbi helyen mérhető sebességet a hajósebességhez tudjuk viszonyítani. Ez a viszonyszám a belépési sebesség viszony:

$$IVR = v_s/v_{sziv}$$

Normál működési körülmények között az IVR értéke 1,3 és 1,8 közé esik. A szakirodalomban gyakran használják ennek reciprok értékét, az ITTC jegyzőkönyveiben is ez a helyzet, amely így 1-nél kisebb lesz, viszont a hajó álló

helyzetében végtelen. Ha maradunk a fenti formulánál, az IVR értéke nulla és 2,5 lehet a két szélsőséges esetben.

Az IVR viszonyszám azt mutatja, hogyan változnak az áramlási viszonyok a vízsugárhajtómű belépő csatornájában. Kisebb hajósebességnél, pl. kikötőben történő manővereknél, az IVR értéke kisebb 1-nél. Tehát a víz felgyorsul a szivótorok és szivattyú közötti belépő csatornában. Mivel a kettéváló áramlás álló pontja a vágó-él külső oldala, kavitáció vagy leválás alakulhat ki a vágó-él másik oldalán. A belépő csatornát tehát úgy kell megtervezni, hogy kis és nagy IVR értékeknél egyaránt biztosítsa a jó áramlást, hiszen a hajó ugyan üzemi sebességen fog dolgozni az idő túlnyomó részében, de nulla sebességről is tudnia kell felgyorsulni.

A *sugársebesség viszony* értelmezésében a víz v_{ki} sebességét, amellyel a vízsugár a fúvókát elhagyja, hozzuk kapcsolatba a szivótorokba beáramló víz sebességével. A v_{ki} sebesség számításának módja:

$$v_{ki} = Q / (D_{fúv}^2 \pi / 4)$$

ahol Q a fúvókán átfolyó víz mennyisége, m^3/sec és
 $D_{fúv}$ a fúvóka átmérője, m

A fúvókát elhagyó víz sebessége és a szivótorokba beáramló víz sebessége közötti kapcsolat a sugársebesség viszony:

$$\mu = v_{be} / v_{ki}$$

A μ paraméter jelentősége a vízsugárhajtómű propulziós hatásfokának kiszámításánál mutatkozik meg. A viszonyszám tipikus értéke 0,5 és 0,7 között van.

A vízsugárhajtóművet szivattyúként kezelhetjük, ekkor a *szivattyú-hatásfok*, amely az emelőmagasság és a vízszállítás szorzataként adódó hidrodinamikai teljesítmény, valamint a tengelyen felvett teljesítmény kapcsolatát jelenti, a következőképpen számítható:

$$\eta_{sziv} = P_{hidr} / P_S = \rho g Q H / (M \omega)$$

A μ sugársebesség viszony és az IVR belépési sebesség viszony között fennáll a következő összefüggés (ennek levezetése az irodalomjegyzék 37. tételében található):

$$IVR = v_{be} / v_{prop} = 2 v_{be} / (v_{be} + v_{ki}) = 2 \mu / (\mu + 1)$$

ahol v_{prop} a hajócsavarkörben kialakuló átlagsebesség

A *vízsugárhajtómű által létrehozott tolóerő* (impulzuserő) egyszerűsített egyenlete:

$$T_{\text{vzsug}} = \rho Q (v_{\text{ki}} - v_{\text{be}}) = (\rho Q^2 / A_{\text{fuv}}) (1 - \mu)$$

ahol A_{fuv} a fúvóka keresztmetszete

Bár ez az egyszerűsített képlet nem vesz tudomást a vízsugárhajtás csatornáinak és a hajótestnek a felületén kialakuló erőkről, jól felhasználható a vízsugár-propulzió elméletének magyarázatára. A képlet rámutat a vízsugárhajtás három legfontosabb paraméterére: a rendszeren átfolyó Q vízmennyiségre, a fúvóka A_{fuv} keresztmetszetére és a μ sugársebesség viszonyra.

A *propulzió összhatásfokának* meghatározásánál a μ viszonyszám jelentős szerepet játszik. Input mennyiség a rendszeren a P_s tengelyteljesítmény, az adott sebességnél létrehozott T tolóerő pedig outputként jelentkezik. A rendszerre érvényes propulziós összhatásfok ezzel

$$\eta_p = R_T v_s / P_s$$

ahol R_T a hajótest teljes ellenállása, N
 v_s hajósebesség, m/sec
 P_s a tengelyen felvett teljesítmény, W

Egy adott sebességnél a hajótest ellenállása és a vízsugár által termelt tolóerő közötti különbségre a t szívási tényező utal:

$$R_T = (1-t)T$$

A vízsugárhajtóművek számításánál a *szívási tényező* funkciója kettős. Egyrészt kifejezi azt a nyitott hajócsavaroknál ismert tényt, hogy nagyobb tolóerőt kell létrehoznia a csavarnak, mint amekkora a hajó ellenállása akkor, ha a hajócsavar nem dolgozik, másrészt figyelembe kell vennie két elhanyagolást:

- a felületi erők hatását a csatornában és a szívótorok mögötti területen, és
- a hajófenék mentén mérhető nyomáeloszlást.

A vízsugárhajtóművek szívási tényezője összességében nemcsak jóval kisebb, mint a nyitott hajócsavarok esetében, értéke negatív is lehet, 0,03 és -0,03 között van, leggyakoribb értéke -0,02.

A korábbiak alapján a propulzió összhatásfoka:

$$\eta_p = (1-t)/(1-w) \eta_{\text{sziv}} (T v_{\text{be}} / \rho g Q H)$$

A változók további átrendezésével (ld. irodalomjegyzék 37. tétel):

$$\eta_p = (1-t)/(1-w) \eta_{\text{sziv}} (2\mu(1-\mu)/((1+\phi)-\mu^2(1-\epsilon)))$$

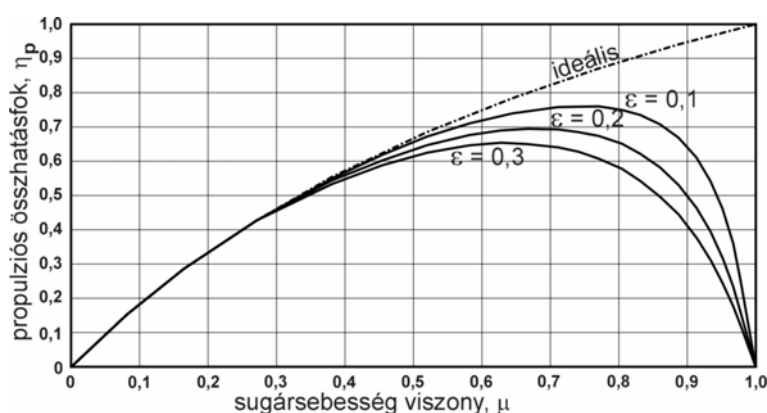
ahol ϕ a *fúvókaveszteség tényezője*, értékét 0,01 és 0,03 között lehet becsülni

ε a belépési veszteség tényezője, értéke 0,1 és 0,3 között változhat

A fenti formula első tényezője a testhatásfok.

Az egyenlet azt mutatja, hogy a propulzió összhatásfoka leginkább a μ sugársebesség viszony függvénye, hiszen a testhatásfok, a szivattyúhatásfok és a két veszteségi tényező megközelítőleg konstans értékű.

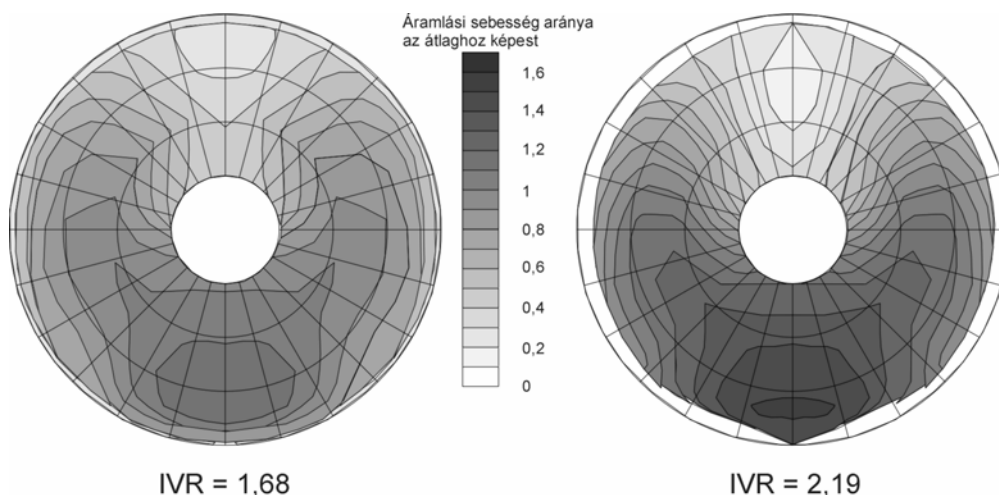
A 4.3.3.4.2 ábra egy gyors komphajó vízsugárhajtóművénél mutatja a propulziós összhatásfok változását. A szívási tényező $t = -0,02$, a sodortényező $w = 0,12$, a szivattyú hatásfoka $\eta_{sziv} = 0,90$, a fűvókaveszteség $\phi = 0,02$. Az ideális hatásfok is szerepel az ábrán, ahol a veszteségeket zéró értékűre tételték fel, ami lényegében a Froude által javasolt nyíltvízi propeller-hatásfoknak felel meg.



4.3.3.4.2 ábra A propulziós összhatásfok és a sugársebesség viszony közötti összefüggés

Az ábra szerint akkor érhető el az optimális propulziós hatásfok, ha a sugársebesség viszony a 0,65-0,75 tartományban van, ezt azonban az ε

belépési veszteségi tényező is befolyásolja. A tervező általában olyan sebességviszonyt választ, amely valamivel az optimális érték alatt van.



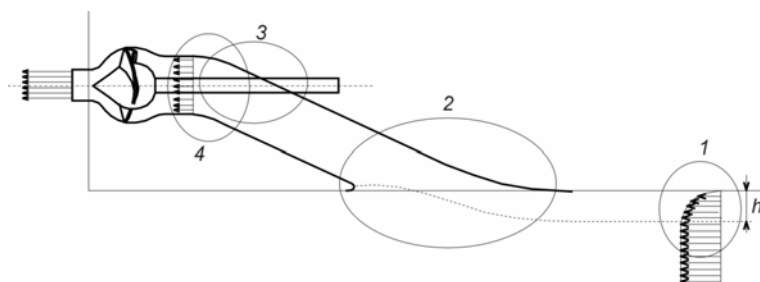
4.3.3.4.3 ábra Két különböző IVR viszonynál mért sebességeloszlás a szivattyú előtt

Mivel a görbének ez a szakasza viszonylag lapos, marad bizonyos tartalék arra az esetre, ha a belépési veszteségek változnának.

Érdemes ejteni néhány szót a nem-egyenletes (*inhomogén*) *sebességeloszlásról* a szivattyú előtti keresztmetszetben (ld. 4.3.3.4.3 ábra).

Annak kialakulását a folyadékok mechanikájából ismert következő négy alapvető jelenség magyarázza:

1. sebességmező a határrétegben
2. az áramlás lelassulása a szívótorokban,
3. az áramlásba benyúló tengely zavaró hatása és
4. a bevezető szakaszban szükségszerűen elhelyezett hajlat.



4.3.3.4.4 ábra A szivattyú előtti keresztmetszetben kialakuló inhomogén sebességeloszlás okai

A jelenséget a 4.3.3.4.4 ábra szemlélteti.

Légcsavaros hajtás

A *légcsavaros hajóhajtásnál* azt az alapelvet kell megsérteni, hogy mindig az a közeg biztosítja a legjobb hatásfokot, amelyben a jármű közlekedik. Ennek oka az, hogy bár a hajó vagy csónak vízben halad, a víz nem alkalmas a propulziós eszköz elhelyezésére, mert például nagyon kicsi a medermélység, esetleg mocsaras területről van szó, ahol a vizet száraz foltok váltják fel. A megfelelő méretű és fordulatszámú légcsavar képes a jármű ellenállásának legyőzéséhez szükséges tolóerő létrehozására.

Légpárnás járművek

Az előző esethez hasonlóan olyan helyen alkalmazzák, ahol a hagyományos propulziós eszközök nem jöhetnek szóba. A *légpárnás hajó* vagy csónak azonban inkább a légpárnás jármű nevet kapta, mivel képes arra, hogy bizonyos távolságokat teljesen vízmentes száraz területen tegyen meg.

A légpárnás jármű működési elve kettős. Egyik rendszere a légpárnát hozza létre, a másik a jármű haladását biztosítja. A légpárna kialakulásához az szükséges, hogy nagy teljesítményű légsűrítőkkel levegőt juttassanak a járművet körülvevő szoknya alá. A szoknya gumilemezből készül, és teljesen zárt teret biztosít a jármű alatt mindaddig, amíg a nagynyomású levegő meg nem emeli a járművet, amikor a szoknya alatt eltávozó levegő egyensúlyba kerül a befűjt levegő mennyiségével. A rés a jármű terhelésének és a légsűrítő üzemi paramétereinek a függvénye. Száraz területen való mozgásnál a testet jobban meg kell emelni, mint vízben, utóbbi esetben akkor is kis ellenállású haladás valósítható meg, ha a jármű alatt a szoknya formájának megfelelő depresszió jön létre. A haladó mozgáshoz szükséges energiát rendszerint légi járművek hajtására használt propulziós berendezés, pl. légcsavarok vagy gázturbinák adják.

A legismertebb ilyen járművek az Anglia és Franciaország között közlekedő *Hovercraft* járművek, ezek neve a légpárnás hajó angol elnevezése.

A légpárnás jármű megfelelő méretű példánya az energiaköltségek függvényében vetélytársa lehet mind a személyszállító hajónak, mind a repülőgépnek. Az utóbbival szemben nagy előnye lenne, hogy nagyobb mozgásteret biztosíthat az utasoknak, a hajóknál pedig jóval gyorsabban lehetne átkelni az óceánon.

4.3.3.5 Z-hajtások

A 20. század közepéig (leszámítva a hajócsavar kezdeti lépéseinek időszakát) a hajócsavar és a meghajtó gép közötti kapcsolat egyértelműen a hajótesten tömítetten áthaladó tengelyt jelentette. A II. Világháború után azonban olyan mértékben szaporodtak el a szabadidő eltöltését segítő motoros vízi-járművek, hogy a középpontba került a csónak és a motor egymáshoz képesti variálhatósága, és ez a beépített propulziós konstrukciókkal való szakításhoz vezetett. Az első ilyen fel- és leszerelhető csónakmotorok hosszú egyenes tengellyel készültek, amelyet, mint egy kormányvezetőt, a csónak hátsó részére szereltek fel. A tengely a vízszintessel szöget zárt be, a csónak farán kialakított gömbcsuklós felfüggesztés lehetővé tette, hogy a hajócsavar egyben a kormányt is helyettesítse. Ez a konstrukció a haditengerészettől került a polgári életbe, nálunk a *Kovács-motor* volt ilyen kialakítású.



4.3.3.5.1 ábra Egyenes tengelyvezetésű külmotor motorcsónakhoz

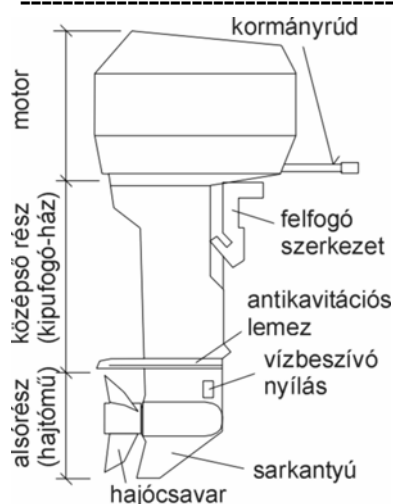
Hamarosan megjelentek azonban azok a *kűlmotorok* is, amelyeknél a tengelyvonal Z-alakban helyezkedik el, a motor tengelyvonala és a hajócsavaré párhuzamos, de két kúpkerek-hajtással jut el az energia a motortól a hajócsavarhoz. Ezek a csónakmotorok is képesek kormányként működni, mivel a

csónak farán függőleges tengely körül elfordíthatóak. Az egység egy vízszintes tengelyű csap körül felbillenthető szerelés céljából.

Néhány év alatt ez a konstrukció vált elfogadottá, a különleges eseteket kivéve (vitorlások segédmotorja, vízszugárhajtások, stb.) minden kisebb motorcsónakot ilyen külmotorral hajtanak meg.

A sebességtartomány kiterjesztése miatt a meghajtó motorok teljesítménye nőtt, és ez a tendencia szükségessé tette, hogy maga a motor fix alapozást kapjon, csak magát a hajtóművet kelljen kibillenteni a vízből a hajócsavar ellenőrzése, cseréje, stb. érdekében.

A svéd Volvo gyár Penta elnevezésű konstrukciója ennek a követelménynek is megfelelt.



4.3.3.5.2 ábra Z-tengelyvezetésű külmotor motorcsónakhoz

Ezek a hajtóművek a mai napig megtalálhatóak a közepes motorhajó kategóriáknál.

A Volvo által kidolgozott propulziós elveket a világon mindenütt átvették, és a szabadidő- és sporthajók piacán legnagyobb súlyt képviselő Amerikai Egyesült Államokban is kifejlesztették saját gyártmányukat. Az amerikai egységek mind tengeren, mind belvizeken nagy számban fordulnak elő, a meghajtó motor azonban általában helyi gyártmány, leginkább a General Motors terméke.



4.3.3.5.3 ábra Volvo-Penta Z-hajtás

A propulziós egységek teljesítménye jelentős, a hajónként két *Z-hajtómű* 4-500 LE teljesítményt képvisel.

A hajók méretéhez képest nagy teljesítményű gépek elhelyezése nem biztosítja a megfelelő hozzáférést, vezérlésüket távirányítással végzik, a nagyon gyakori karbantartás és szerelés pedig szükségessé teszi az egységek daruval történő kiemelését és a munka fedett műhelyekben való elvégzését.

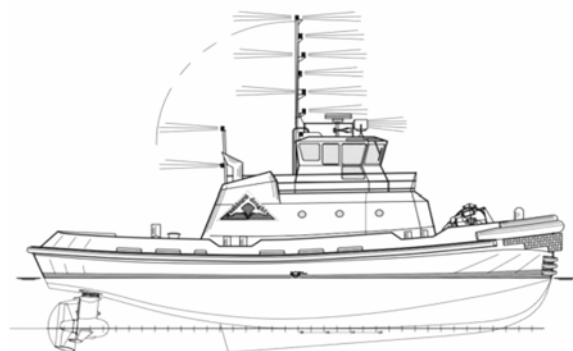
A konstrukció másik változata az *Azipod®* Propulsion Concept elven alapul, amelyet az innovációiról ismert ABB skandináv cég dolgozott ki.



4.3.3.5.4 ábra Motorhajó két Volvo-Penta Z-hajtással

Olyan rendszerről van szó, ahol egy függőleges tengely körül elfordítható, tehát kormányként alkalmazható Azipod egységet helyeznek el közvetlenül a standard propeller mögött. A két hajócsavar tengelye egybeesik, azonban fizikai kapcsolat nincs közöttük. A kormányozható egység hajócsavarja a fő propulziós hajócsavarral ellentétes

forgásirányú. Ez az elrendezés a propulziós hatásokban mintegy 10% javulást eredményez.



4.3.3.5.5 ábra Z-hajtással ellátott kikötői vontató

A Z-hajtást propulziós eszközként széles körben alkalmazzák kikötői vontatók és hasonló kisebb hajók esetében. A hajócsavar ezeknél az egységeknél szinte kizárólag gyűrűben van elhelyezve, a gyűrű leggyakrabban Kort profillal rendelkezik, nagyon nagy előnye ennek a megoldásnak,

hogy nem szükséges külön kormány szerkezetet kialakítani, a hajócsavar a gyűrűvel együtt elfordítható függőleges tengely körül.



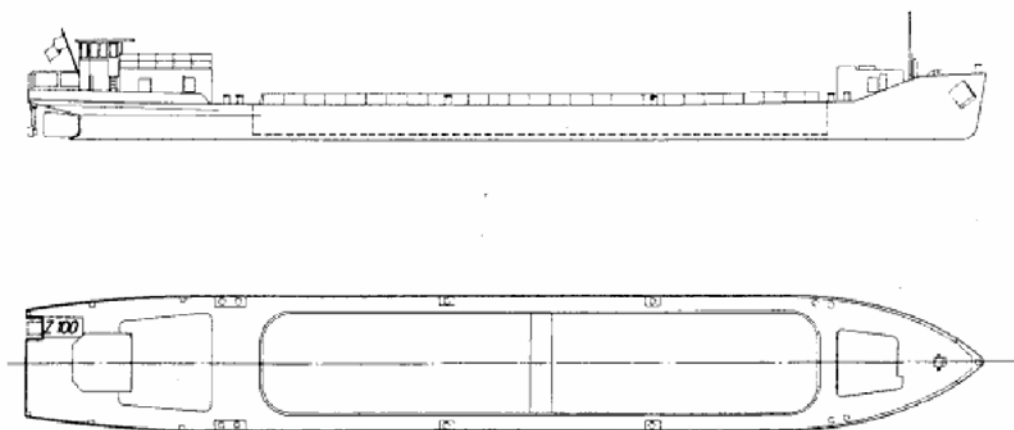
4.3.3.5.6 ábra Nagy teljesítményű Z-hajtómű

A folyami hajózás az 1960-as években világszerte nagy fejlődésen ment át, az építkezésekhez szükséges kavics és kő szállítását végző uszályokat a feladatok sokrétűsége miatt a dunai hajózásban is önjáróvá kellett tenni. A Duna mentén két országban fejlesztettek ki ehhez megfelelő propulziót. A német Schottel cég *Z-Antrieb* néven gyártotta a 4-500 tonnás uszályokhoz alkalmazható berendezést. Magyarországon a MAHART Hajójavító üzem tervezte meg és gyártotta középsorozatban a 100-LE-s Z-hajtást a 400-tonnás uszályokhoz, majd kifejlesztette a 250-LE-s változatot az új tervezésű és építésű *Duna-Európa dereglye-uszályokhoz*, amelyek az 1.000-1.600 tonnás kategóriát képviselték. A berendezések gyártása nem folytatódott, de jelenleg is van még üzemben néhány egység.

Mindkét változat főmotorja járműmotor, a hajócsavar és Kort-gyűrű anyaga alumínium. A meghajtó motor és a Z-hajtómű behajtó-tengelye között rugalmas tengelykapcsoló és két kardáncsuklós hajtás van elhelyezve, az utóbbira azért van szükség, hogy a hajtómű kibillenthető legyen a hajócsavar ellenőrzése és esetleges javítása érdekében. A behajtó-tengely és a hajócsavar-tengely párhuzamos, a két kúpkerek-hajtás *Oerlikon Spiromatic* (eloid) fogazású kúp- és tányérkerékből áll.

A függőleges tengely hossza változtatható a merüléshez való igazodás érdekében, a felső és alsó nadrácsó összecsisztatható, a tengely hosszának változtatását bordás meghajtás biztosítja.

A nagyobb teljesítményű Z-hajtóműnél a két kúpfokozat közé ferdefogazású homlokkerék-hajtómű is be van iktatva, amelynek feladata, hogy a hajócsavar tolóerejét kihasználva kiegyenlítse a hajtómű veszteségeiből adódó forgatónyomatékot, amely a kormányzást egyik irányban segíti, a másik irányban akadályozza.



4.3.3.5.7 ábra Z-hajtásos uszály

Az utóbbi években a Z-hajtás (amelyet újabban angol megnevezésével *Azimuth Thruster* néven emlegetnek) megújulóban van, teljesítménytartománya két nagyságrenddel bővült. A legújabb luxus óceánjárók propulzióját ilyen egységek adják, ezek egyben a hajó kormányzásában is aktív szerepet kapnak. Meghajtásukat általában elektromotorok biztosítják, amelyek (ld. személyhajók segéd- és főüzeme) a folyamatosan működő dízelgenerátoroktól kapják a táplálást. A meghajtómotorok gyakran függőleges tengelyűek, ezzel a Z-hajtás helyett az L-hajtás kifejezés a pontosabb, mivel a felső kúperék-hajtómű ezzel feleslegessé válik. Másik új megoldás (bár a 20. század ötvenes éveiben szabadalmaztatták), hogy az elektromotor magában az alsó hajtóműben van kialakítva. Egy-egy egység teljesítménye húszezer lóerő felett van. A Finnországban épült *Oasis of the Seas* luxus óceánjárót (kb. 100.000 tonna a vízkiszorítás tömege) három ilyen egység hajtja, teljesítményük egyenként 27.000 LE, amelyet 6 m átmérőjű hajócsavarok alakítanak tolóerővé.

A Z-hajtás és a többi hasonló propulziós eszköz felbecsülhetetlen előnye, hogy kiesnek a hajótesten áthaladó hosszú sérülékeny tengelyek, emiatt a hajó biztonsága sokkal jobb, mint a hagyományos hajócsavaros propulziónál. Nem szabad azonban megfeledkezni arról, hogy a technika jelenlegi fejlettségi színvonala kellett ahhoz, hogy ezeket a megoldásokat meg lehessen valósítani.

4.3.3.6 Vitorla

A *vitrola* a hajók esetében olyan, mint a ló a szárazföldi közlekedésben: a múltat képviseli, de számos területen, amilyen a szabadidős tevékenységek és a sport világa, a jelenben is fontos szerepe van, emellett megvan a lehetőség arra, hogy a jövőből is kivegye a maga részét.

A vitorlás hajók kora szemmel láthatóan letűnt, azonban a szél, mint hajtóerő, komoly tudományos háttérrel szerzett magának, és az emberiség nem engedheti meg magának, hogy ez a tudás feledésbe merüljön. Az energiát igénylő műszaki berendezéseknél a természet erőinek olyan felhasználása, amely a bolygó javát szolgálja, az egész emberiség érdeke.

4.3.3.6.1 Vitorla-történelem

A vízi-járművek a közlekedés legősibb formáját jelentik, az első hajók maradványai – és ki tudhatja, nem voltak-e még régebbiek – i.e. 2.900-ból valók. Tehát az ember már majdnem 5.000 év óta hajózik.

Az első vitorlás-hajók nem választhatóak el az evezőtől, a vitorla természetes kiegészítője volt az emberi erő. Egyiptomban III. Ptolemaiosz uralkodása alatt nagy változások kezdődtek meg. Megépítettett egy 40-pados hajót, amelyet 4.000 evezős hajtott (az akkori hajók Concordja) – azonban sohasem került vízre.

A Krisztus születését követő első évezredben az európai tengerészek a római modelleket használták hadihajóként. A kereskedelmi hajók azonban akkor már egészen mások voltak: hatalmas stabil hajótestek, amelyek azonban sem gyorsak, sem jól manőverezhetőek nem voltak.

A hajózásban a vitorla előretört, az evező egyre inkább visszaszorult. Ami a hadihajóknál és a kereskedelmieknél azonban megegyezett, hogy mindkét kategória egyetlen szögletes vitorlát használt, esetleg két háromszögletű csúcsvitorlát.

Az logikus, hogy a hadihajóknak könnyebbeknek és gyorsabbaknak kellett lenniük, mint az áruszállítóknak. Ezért az előzőek hajóteste hosszú volt és keskeny, sőt, az orrtőke is különleges volt a harcban használt orrsarkantyúval.

A vitorla igazi fejlődését mégis a kereskedelmi hajók hozták meg, amelyek egyre több és több vitorlát húztak fel. Az evezős gályák azonban megmaradtak egészen a késő középkorig, sőt az észak-afrikai országokban a tizenkilencedik század elejéig. Nagy előnyük volt, hogy a rendszeresen szélcsendes egyenlítő-menti vizeken is át tudtak haladni folyamatosan.

A vitorla első nagy fejlődési fokozata a *karavella* megjelenése volt a 15. században, amely már két fedélzettel épült, a portugál halászok hajója volt eleinte. Forradalmian új volt és rendkívül hatékony: Kolumbusz hajói, a Niña, a Pinta és a vezérhajó, a Santa Maria is karavella volt.

Bár a telt hajótestű 3-árbocon karavella nem volt olyan gyors, mint az evezős *gálya*, stabilan képes volt a széllel hajózni. Jobban el lehetett benne helyezni az árut, emellett a lakóterek is több kényelmet nyújtottak. Igen hosszú utakat is megtettek vele. Kezdetben latin vitorlát alkalmaztak rajta – ferdén beállított felső vitorlarúddal elől-hátul mindkét árbocon egy –, hamarosan azonban megjelent a három árboc – *elő-ár boc*, *főár boc*, *tat-ár boc* –, amelyből az első kettőre szögletes (kereszt-) vitorlát húztak fel, a tat-ár boc pedig megtartotta a háromszögletű latin vitorlát. Az utóbbival jobban tudtak oldalszélben hajózni.

Még a 15. század során jelent meg az új típus, a *karak*, amelyen több vitorla volt, és jobban lehetett irányítani, alkalmasabb volt az óceáni hajóutakra. Ezek a hajók tették ki VII. és VIII. Henrik angol királyok flottájának zömét, ezért abban az időben az angol hajóhad szinte legyőzhetetlen volt.

Kelet-Ázsiában a *dzsunka* volt az alapvető hajótípus, amelynek vitorlázata állhatott latin vagy szögletes vitorlákból. Sok helyen ma is ugyanolyan hajókat építenek ugyanúgy, mint több száz évvel ezelőtt.

Ugyanez volt érvényes a *viking hajók* vitorlázatára is, amelyek a 8. és 12. század között közlekedtek az Atlanti-óceán északi részén és az európai folyókon. Maguk a hajók szinte alig rendelkeztek hossz-szilárdsággal, a hajó felvette a hullám alakját, ezért a hajótestben nem volt jelentős feszültség a hosszirányú hajlító igénybevételektől. A vitorla legújabb fejlődését a következő fejezetben a hajótípusoknál láthatjuk.

4.3.3.6.2 Vitorlás-hajó típusok

A vitorlás-hajók vitorlázata sokféle és változatos. Azon kívül, hogy a hajóépítő üzemből kibocsátott hajók alapvetően különböznek egymástól, jelentős különbséget hozhatnak azok az átalakítások is, amelyeket a tulajdonos vagy a hajó kapitánya határoz el, vagy esetleg a szállított áru tesz szükségessé, nem is említve a helyi sajátosságokat. Ezeket rendszerint azért végzik el, hogy javítsák a navigációs jellemzőket vagy kevesebb emberrel kezelhető vitorlázatot alakítsanak ki, így megtakarításokat érhetnek el. A következőkben az egyes ismertett hajótípusok mellett található a megfelelő árnykép, ezek a hajók a 19. század elejétől közlekedtek az Atlanti-óceánon, illetve a jelentősebb európai hatalmak gyarmatain, főként az anyaország és a távoli kolóniák között. Mivel sem az amerikai földrészt nem osztotta még ketté csatorna, sem a Szuezi-csatorna nem létezett, hatalmas távolságokat kellett megtenniük. A legkomolyabb feladat a *Horn-fok megkerülése* volt keletről-nyugatra, mert az Antarktisz közelében szinte állandóan viharos nyugati széljárás van, ezért a hajóknak fel kellett hajózniuk majdnem a sarki földrészig, hogy legyen elegendő terük a *lavírozásra* (széllel szembeni cikk-cakkban való hajózásra).

A vitorlás-hajókat két nagyobb csoportra lehet felosztani: ezek egyike a hossz-vitorlázatú, a másik a kereszt-vitorlázatú hajóké. Mindkettőnek megvannak a maga előnyei.

Hossz-vitorlázatú hajók



4.3.3.6.2.1 Szlup

A *hossz-vitorlázat*, amelyet neveznek *sóner-vitorlázatnak* is, kisszámú legénységgel is irányítható volt, és általában a *part-menti és halászhajóknál* fordult elő. Az ilyen hajók jobban tudtak *szél ellen* haladni (közelebb a szélirányhoz), és a változó szélirányhoz ezért jobban alkalmazkodtak. A hossz-vitorlázat azonban a parti hajókon kívül előfordult az

óceánokon is.

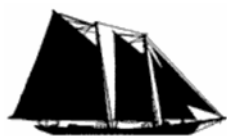
Az ilyen hajókat a következő típusokba sorolták.

Szlup (sloop). Egyárbocos hossz-vitorlázatú hajó, amely a 19. század elején nagy méretekben is megtalálható volt a karibi térségben, a legtöbb ilyen hajó azonban kisebb halászhajó volt. A 20. században a vitorlás jachtok ezt a vitorlázatot tartották meg leginkább.



4.3.3.6.2.2 Parti nagy halász-sóner

Parti nagy halász-sóner. A sónerek két vagy többárbocosak és hossz-vitorlázatúak. A normál vitorlákon kívül a főárbocon (hátsó) vitorlarúddal irányítható csúcsvitorlát és a két árboc között kifeszített *elő-kötélvitorlát* (staysail) is hordoz.



4.3.3.6.2.3 Kétárbocos halász-sóner

Kétárbocos halász-sóner. Az ábra szerinti kétárbocos halász-sóner *téli vitorlázatot* hordoz, a *csúcsárbocot* és a *csúcsvitorlák*at leszerelték és a parton hagyták.



4.3.3.6.2.4 Kereszt csúcs-vitorlázatú sóner

Kereszt csúcs-vitorlázatú sóner. Ez a típus a hossz- és *kereszt-vitorlázat* bizonyos kombinációját jelenti. A hossz-vitorlák nagy, a kereszt-vitorlák kis méretűek. A 19. század elején volt népszerű a parti hajózásban. Az Angliához tartozó Kanada atlanti partvidékén építették őket.



4.3.3.6.2.5 Parti sóner

Parti sóner. A parti hajózás valódi munkajárműve volt. Általában nem nagyobb száztonnásnál, de mindent szállított a szokásos rakománytól az építőanyagig, sőt, még szénát is a partmenti települések állatainak. Előfordult, hogy a főárboc mellett az előárbocra is csúcsárbocot szereltek fel. A szolgálati csónakot általában vontatta maga után.



4.3.3.6.2.6 Kecs

Kecs. Lényegében egyárbocos hajó, mert a tatárbock közvetlenül a kormány előtt van felállítva és sokkal kisebb a főárbocnál. Ezért, bár vitorlázata hasonló a sóneréhez, a főárboc nem a hátsó, hanem az első. Az Atlanti óceánnak főleg a keleti részén használták, Európában. A 20. században a jachtok közül sok ilyen vitorlával van felszerelve. *Négyárbocos sóner.* Ez a konstrukció azt célozta, hogy csökkentse az egyes vitorlák méretét, növelje a hordképességet amellet, hogy kis legénységgel hajózhasson.



4.3.3.6.2.7 Négyárbocos sóner horgonyon

Kezdetben a vitorlákat kézzel vonták be, később azonban a belsőégésű motorok elterjedése a gépi kötélsörlőket is lehetővé tette, ezzel tovább lehetett csökkenteni a legénységet, ami bér- és egyéb megtakarítást eredményezett. Egy 5-700 tonnás hajón csak nyolc fő szolgált.

A 20. század elején az Atlanti-óceán mindkét partján ezek a hajók szállították az árukat a parti forgalomban. Mintegy 7-800 ilyen hajó épült, azonban az I. Világháború után eltűntek, kivéve néhány 5-7-árbocos vastestű hajót.



4.3.3.6.2.8 Tern sóner

Tern sóner. A hajótípus nevét a sirályok egy fajtájától kapta. A háromárbocosokat 1880 és 1920 között nagy sorozatban építették. A 2-400 tonnás áruszállítók 6-8-fős legénységet igényeltek. A képen látható vitorlákon kívül az árbocok között kifeszített elő-kötélvitorlákat (staysail) is fel lehetett vonni. A hajókat általában fenyőfából építették, ezért nem voltak tartósak. A típus utolsó példányai a II. Világháború alatt tűntek el.

Kereszt-vitorlázatú hajók

A *kereszt-vitorlázat* parti hajóknál alakult ki, de nagyon jól megfelelt a hosszú utaknak az óceánon, mivel az állandó széljárású területek viszonyait jól ki tudta használni. Az ilyen vitorlával felszerelt hajók a párszáz tonnás brigantinoktól a több-ezer tonnás hadihajókig és bárkákig terjedtek. A kereszt-vitorlázat megmaradt a parti hajózásban is.



4.3.3.6.2.9 Brigantin

Brigantin. A kétárbocos vitorlás-hajó előárbocon kereszt-, főárbocon hossz-vitorlázatú volt. Az ábrának megfelelő profilú volt a 220-tonnás *Mary Celeste* rejtélyhajó, amelyet eredetileg Amazon névre kereszteltek. Az ábra a két árboc között kifeszített elő-kötélvitorlákat is mutatja.



4.3.3.6.2.10 Brig

Brig. A kétárbocos hajó mindkét árbocán kereszt-vitorlázattal volt ellátva. A brig nagyon régi típus, ugyanakkor hatékony, amelyet a kereskedelmi vitorlás-hajók korának legvégéig használtak. Ezt a típust főleg Európában építették.



4.3.3.6.2.11 Barkentin

Barkentin. Ezt a háromárbocos hajót az előárbocon kereszt- a másik két árbocon hossz-vitorlázattal látták el. Ennek típusnak az utolsó egyede volt a 750-tonnás *Maid of England*, amelyet 1919-ben építettek, és a tengeren veszni hagyták 1928-ban. Ezt a típust nem építették nagy sorozatban.



4.3.3.6.2.12 Bárka

Bárka (bark). Általában háromárbocos hajó, az elő- és a főárbocon kereszt-vitorlázatot kapott, a tatárbocon azonban teljes hossz-

vitorlázattal volt ellátva (elő-kötélvitorlákkal együtt). A négyárbocos bárka sem volt ritka az óceánokon, ezek azonban leginkább Kanadában épültek.



4.3.3.6.2.13 Teljes vitorlázatú hajó

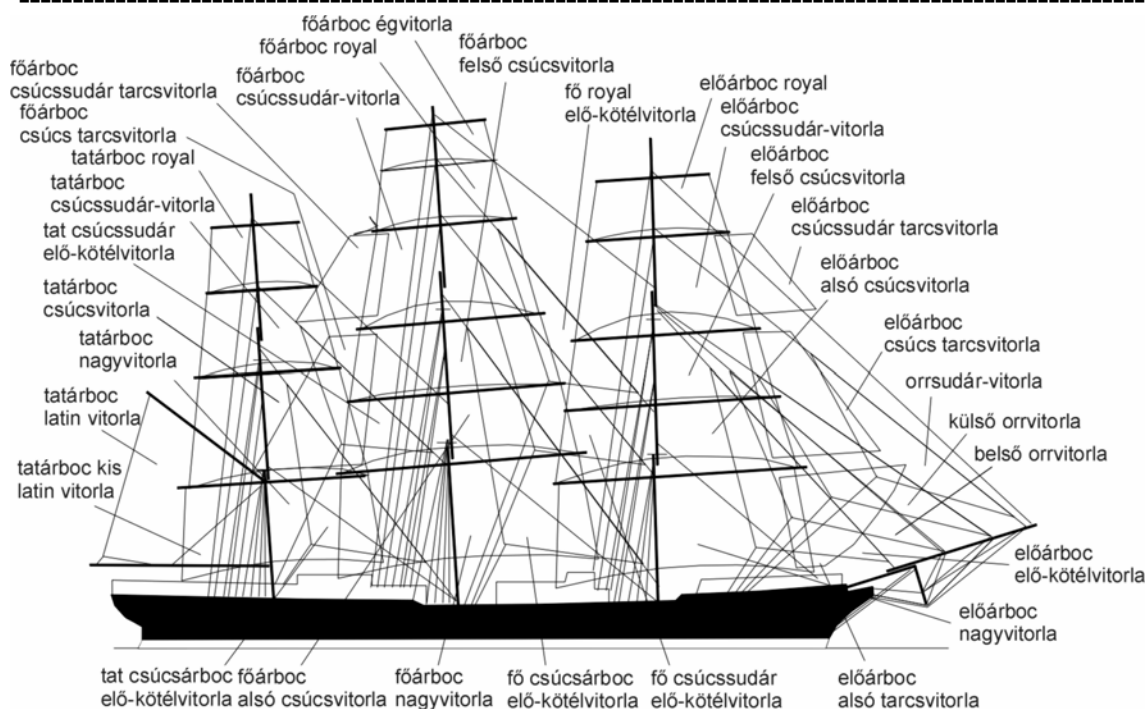
Teljes vitorlázatú hajó. Ez a hajótípus illetve típuscsalád volt a legelterjedtebb a vitorlás korszakban. Rendszerint háromárbocosok voltak, de a nagyobbak között előfordultak négy- vagy ötárbocosok is. Az első ilyen hajók a 19. század

elején alakultak ki a napóleoni háborúk idején, amikor a hadiflották egységeinél mindenre szükség volt a hajók képességeinek maximálissá tétele érdekében. A leggyakoribb volt a *fregatt*, egy vitorlás hadihajó típus, az akkori idők sebesség csúcstartói. A *sorhajók* nagyobb vízkiszorítással rendelkeztek, de vitorlázatuk ugyanilyen volt, ezek sebessége elmaradt a kisebb hadihajókétól, tűzerejük viszont sokkal nagyobb volt. Mindegyik árboc keresztvitorlákat hordott. Az árbocok között elő-kötélvitorlákat tudtak kifeszíteni. A keresztvitorlák *vitorlarúdjának* meghosszabbításával mindkét oldalon *tarcsvitorlákat* lehetett kifeszíteni, a legfelső vitorlák (royal) felett pedig fantázianevekkkel ellátott különleges vitorlákat, amilyen a skysail (égvitorla), moonraker (holdgereblye), Trust to God (Istenben bízunk) vagy Angel Whispers (angyali suttogás).

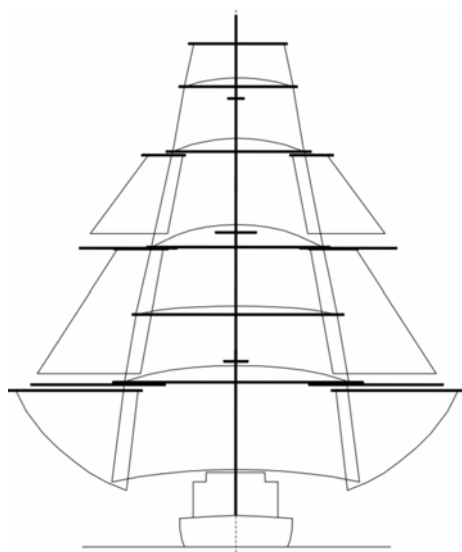
Klipper. A vitorlás korszak hajóinak csúcsát jelentette ez a típus, amelynek hajótestét a szlup típus vonalrajzának megfelelően, de jóval nagyobb vízkiszorításúra építették, vitorlázata pedig a teljes vitorlázatú hajóéval volt szinte azonos.

A vitorlás korszak leggyorsabb hajó voltak, a *Champion of the Seas* állította fel azt a „leggyorsabb nap” rekordot (465 tengeri mérföld, azaz 861 km 24 óra alatt) 1854. december 10-11-én, amely 130 évig volt érvényben, egészen 1984-ig.

Ezek a hajók nemcsak gyorsak voltak, hanem szépek, emiatt drágák is. A *Cutty Sark*, a leghíresebb angol tea klipper építéséről írta *Basil Lubbock*: „Azt rajongást, amelyet a tea klipperek tulajdonosai éreztek hajóik iránt, legjobban az a hatalmas összegű pénz mutatja meg, amelyet arra költöttek, hogy kidekorálják őket, a faragványok és aranylevelek pompája, vagy ahogy a tengerészek hívták, mézeskalács-művészet”. De nemcsak a díszítés volt szép rajtuk, ezeknek a 19-ik századi hajóknak az árbocait és vitorlarúdjaikat is úgy alakították ki, az álló- és futókötélzettel együtt, hogy ezek a dolgok ne csak tökéletesen funkcionálisak legyenek, hanem gyönyörűek is. Ez nemcsak a hajótestre vonatkozik, hanem a *vitorlázat* és a *kötélzet* kialakítására is. Magasak voltak, vonalaik felfelé viszonylag nagy összetartással haladtak, a vitorlafelület pedig hatalmas volt a hajótest vízkiszorításához képest. Elsősorban nem az áru mennyisége számított, hanem az a sebesség, ahogy azt egyik kikötőből a másikba elvitték. Természetesen azért a klipperek is minden évben nagyobb mennyiségű árut vettek fel, mint az előzőben. Nagy gondot fordítottak az *árbocok helyének* kijelölésére, illetve azok *hátrahajlásának* mértékére. Fontos volt az *árbocok egyes szakaszának* (alsórész, csúcsárbc, árboc-sudár), valamint az *orr-sudárnak* és az *orrvitorlarúd*nak a hossza.



4.3.3.6.2.14 ábra Klipper vitorlázata



4.3.3.6.2.15 ábra Klipper főárbocán levő vitorlák

A vitorlák megtervezésénél pedig alapszabályként kezelték, hogy a fő árboc legalsó vitorlarúdjának kétszer olyan hosszúnak kell lennie, mint a hajó szélessége. A vitorlarudak hossza és az árbocok magassága határozza meg a *vitorlafelületet*.

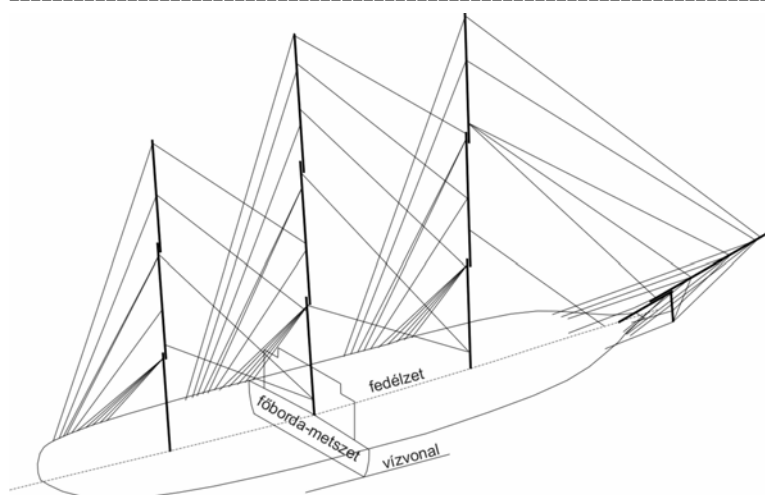
Egy klipper vitorlázata látható a 4.3.3.6.2.14 ábrán oldalnézetben, a 4.3.3.6.2.15 ábra pedig a főárbc vitorláit mutatja elől-nézetben. A 4.3.3.6.2.16 ábrán a hajó baloldalán és a szimmetriasíokban levő *állókötelek* láthatóak.

Az állókötélzet nagyon sok elemből áll, és az árbocok helyzetének biztosítását szolgálja.

Keresztirányban az *oldalsó támasztókötelek*

(shrouds) fogják az árbocok egyes szakaszait a helyükön, illetve felveszik azokat az erőhatásokat, amelyeket a billegés miatt ébredő tömegezők ébresztenek az árbocetőben. Ezek feszesen tartását az árboc tövénél elhelyezett feszítődobok biztosítják.

Az árbocok hosszirányú rögzítésére szolgálnak az *elő-kötelek* (stays). Ezek a vitorlákat terhelő szélerek alól mentesítik részben az árbocokat, illetve az árbocok között kifeszített elő-kötélvitorlák hordására szolgálnak.



4.3.3.6.2.16 ábra Klipper baloldali és szimmetriasíkból levő álló-kötélzete

A futókötelekből még az állóköteleknél is több van. Minden vitorlarudat fel kell tudni húzni és le kell tudni engedni a fedélzetről (a vitorlák kurtítását vagy reffelését a magasban végezték, ehhez talpalóköteleket helyeztek

el minden vitorlarúdon, amelyen a tengerészek végig tudtak lépdelni), illetve a vitorlák sarkait a széliránynak megfelelően be kell állítani. A kötelek behúzását és kiengedését a fedélzeten levő horgony- és egyéb csörlők köteldobjainak segítségével végezhetik. Ez a legnehezebb munka a hajón, a kötelekben akár több tonna erő is lehet.

A futókötelek mindegyike *csigákon* halad át (innen származik a kötélcsga elnevezés, mivel kezdetben nem tengely körül forgó görgőt használtak a kötelek irányának megváltoztatására, hanem olyan fából faragott és fényesre csiszolt tömböket, amelyek két furata közül az egyik lehetővé tette a felfüggesztést, a másik pedig a futókötél vezetését), és emiatt a futókötelek rendszere rendkívül bonyolult.

A nagy vitorlás-hajók utolsó húsz éve az 1890 és 1910 közötti két évtized volt. A legtöbb hajót már nem tartották kellően karban, és ezeket a tengeren kellett a legénységnek elhagynia, amikor veszélybe kerültek. Az a néhány, amelyet ma még láthatunk, vagy egy-egy régi hajó újjáépítésével született újjá, vagy a régi tervek alapján modern anyagokból építettek meg.

4.3.3.6.3 Vitorlázás

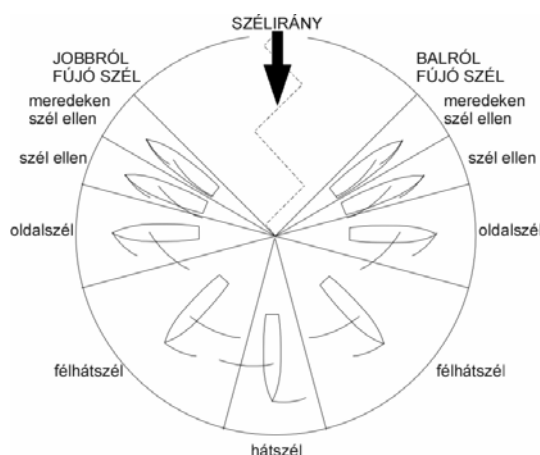
A *vitorlázás* ma már sport- és szabadidős-tevékenység. Ahhoz, hogy valaki vitorlázhasson, meg kell tanulnia az alapelveket, majd sok időt kell arra fordítania, hogy a tanultakat a gyakorlatban is elsajátíthassa.

Alapok

A 4.3.3.6.3.1 ábra a *szélirányok ábráját* mutatja. Hívják *vitorlázási pozícióknak* is, mivel az látható rajta, hogy adott szélirány esetén a különböző irányokba haladni kívánó hajó milyen pozíciókat foglal el. Az ábrán a hajót a ma elfogadott egyárbocos hossz-vitorlázatú hajó szemlélteti, amely egy *fő- és egy orrvitorlával* van ellátva.

Az ábrából látjuk, hogy lényegében három alapvető pozíció létezik egy vitorlás-hajó számára:

- *szél ellen* (beating), amikor a szél a hajó orr része felől fúj, a hajó hossz tengelyével valamilyen szöget zár be (ökölszabályként kb. 45° az a szög, amelynél közelebb a szél felé nem fordulhat a hajó),
- *oldalszél* (reaching), amikor a szél megközelítően a hajó oldala felől fúj, ez eshet az orr vagy a far felé),
- *hátszél* (running), amikor a szél a hajó far felől fúj, iránya bizonyos szöget zár be a hajó hossz tengelyével.



4.3.3.6.3.1 ábra Szélirányok ábrája

Ennek változataiként kezelik az alábbi két pozíciót:

- szoros oldalszél a határeset az ellenszél és az oldalszél között,
- fél-hátszél az oldalszél és a hátszél közötti tartomány.

Ellenszélben való vitorlázásnál a hajót annyira közel kormányozzák széllal szemben, amennyire lehet, ez a szög nem lehet kisebb általában 45° -nál. A *fővitorla*

rúdját (boom) a fedélzet szélén belül kell tartani. Amint a hajó túlzottan szembeáll a széllal, a fővitorla árbochoz rögzített éle *laffogni* (luff) kezd, a hajó veszít a sebességéből. Széllal szemben csak *lavírozva* lehet haladni (tacking), bizonyos időközönként át kell állni jobb-szélről bal-szélre. Ez cikk-cakk nyomvonalat eredményez, ami közel másfélszer akkora távolság megtételét jelenti, mintha egyenesen haladhatna a hajó.

Oldalszélben való vitorlázásnál a szél a hajó oldala felől fúj, iránya változhat kb. 15° -tól a hajó orra felől ugyanilyen szögig a far felől. Ilyenkor a vitorlákat úgy kell beállítani, hogy azok helyzete az ellenszélben illetve a hátszélben való vitorlázás közé esik. A pontosan oldalról fújó szél 45° vitorla beállítási szöget kíván (ez a leghatékonyabb vitorlázás).

Hátszélben való vitorlázásnál a vitorlákat a haladási irányhoz képest derékszögbe kell állítani.

Ezeket a pozíciókat kell jól megtanulni és begyakorolni, és akkor már képesek vagyunk a helyes vitorla-beállításra haladási irányunk érdekében.

Irányválttatás

Ahhoz, hogy valahonnan valahova eljussunk, azt is tudnunk kell, hogyan kell a hajó haladási irányát illetve nyomvonalát megváltoztatni. Alapvetően két manőverrel kell tisztában lenni. A haladási irány megfordítása azt jelenti, hogy a hajóval meg kell fordulni (come about), ami eléggé lassú művelet, mivel a hajóornak át kell haladnia azon a ponton, amikor a szél pontosan szemben fúj (eye of the wind). Megfordulásnál a hajóparancsnok kiadja a *fordulásra készülj* utasítást, majd a *teljesen szél felé* parancsot, ami a kormányosnak szól, mivel a kormányt teljesen ki kell fordítani a szél alatti oldal

felé. A hajó szélbe fordul, a vitorla pedig átfordul a másik oldalra, és a hajóparancsnok a legénység egy részével követi.

A megfordulás másik módja gyorsabb, ennek neve gyorsfordulás (jibe). Ilyenkor a hajó fara fordul a széllel szembe. Mivel ez hátszelet jelent, a vitorla átfordul az egyik oldalról a másikra. Nagyon körültekintően kell kezelni ilyenkor a vitorlát, a parancsnok és a legénység között teljes egyetértésre van szükség. A gyorsfordulás parancsai: *gyorsfordulásra készülj*, majd *gyorsfordulás*.

A vitorla mechanikája

A vitorla legnyilvánvalóbb alkalmazása a hátszéllal való hajózás. Ilyenkor a hajó a szél ellenálláserejét használja propulzióként. Minél kisebb a hajó sebessége, annál közelebb van ez az erő ahhoz, amelyet az adott szélssebesség az adott felületen létre tud hozni.

Amint az erő hatására a hajó gyorsul, az ellenálláserő csökken, mivel a szél és hajó relatív sebessége kisebb lesz. Hátszéلبen tehát a hajó sebessége mindig kisebb, mint a szél sebessége.

Oldalszéلبen a vitorla felületén két erő keletkezik. Egyik a szél ellenállásereje, a másik a vitorla felhajtóereje, mivel az vékony áramvonalas profilként funkcionál. Az orrvitorla hasonlóan működik, és a két vitorla között szélesatorna jön létre, ahol a levegő sebessége megnő. A hajótest ellenállása és a vitorlákön ébredő eredő erő haladásirányú összetevője határozza meg a hajó sebességét, amely a szélssebességnél nagyobb is lehet. A hosszvitorlázat előnye, hogy ez a jelenség egyre erősebben érvényesül, amikor a hajó szélbe fordul, és ellenszéلبen hajózik, természetesen nem feledkezhünk meg arról, hogy a szél ellen vitorlázásnak megvan a határszöge, aminél a hajó jobban nem közelítheti meg a szél irányát. Ez az oka annak, hogy a hosszvitorlával felszerelt hajók lavírozási sebessége meghaladja a többi pozíciónál mérhető sebességet, így a nagyobb távolságot is képes annyi idő alatt megtenni, mintha egyenesen hajózott volna. Ehhez a témához az Internet sok segítséget adhat, de nyomtatott formában is vannak olyan művek, amelyek a vitorlázással foglalkoznak.

4.3.4 Tengelyrendszer

A hajók *tengelyrendszere* az a berendezés, amely a propulziós főgép forgási energiáját hívatott átadni a hajócsavarnak (illetve más propulziós eszköznek), lehetőleg minél jobb hatásfokkal, illetve amelynek feladata megakadályozni, hogy a hajócsavaron keletkező tolóerők és más igénybevételek átadódjanak a főgépre olyan módon, hogy a hajótesten szilárdan rögzített berendezésnek (*tolócsapágy*) adja át a tolóerőt, amely azt a hajótesthez közvetíti.

A tengelyrendszerek a biztonság szempontjából a hajótesttel azonos fontossági helyet foglalnak el. A hajótest választja el a víziút közegét a hajó belső terétől. A tengelyrendszer részben ezt a funkciót is teljesíti, mivel a tengelyrendszer áthalad a hajótest héjlemezén, egyik vége a vízben van, másik a hajó belső terében. Emellett azonban fontossága abban is jelentkezik, hogy minden üzemzavara a propulzió folyamatának megszűnését jelenti, anélkül pedig a hajó kormányzása is hatástalan, ami kedvezőtlen időjárásban tragédiát okozhat.

Ebben a fejezetben kizárólag a hajócsavarok meghajtására szolgáló tengelyrendszerekkel foglalkozunk.

4.3.4.1 Alapfogalmak

A hajócsavarok tengelyvonala

A hajó több évtizedes élettartama során olyan teljesítményt fog nyújtani, amilyent az a döntés tesz lehetővé, amely a hajócsavar(ok) tengelyvonalának kijelölését jelenti.

A tengelyvonal kijelölése történhet:

- a hajótest tervezési stádiumában, amikor a tengelyvonal kiválasztása alapján a vonalterv még alakítható,
- a kész vonalterv birtokában az adott feltételeknek megfelelően.

A két lehetőség közül az első a kedvezőbb.

Egycsavaros hajó esetében a tengelyvonal helyének a következő feltételeket kell kielégítenie:

- a beépíthető legnagyobb átmérőjű csavar elhelyezése a nyugalomban levő hajó vízvonala és a hajó alapvonala között biztonságosan,
- a főgép helyének biztosítása a hajótesten belül megfelelő alapozással és hozzáféréssel együtt,
- a tengelyvonal lehetőleg vízszintes vagy minél kisebb ferdeségű legyen.

Két- vagy többcsavaros hajónál ehhez még a következő feltételek csatlakoznak:

- a hajócsavar és a hajótest között megfelelő szabad helyet kell hagyni a vibráció elkerülése érdekében (kb. $0,1D$),
- a tengelyvonalak szögeltérése vízszintes síkban minél kisebb legyen,
- a csavarok körének a főborda-metszet területén belül kell elhelyezkedniük.

Kisebb hajóknál (egy- vagy kétszavarosnál egyaránt) az első és az utolsó feltétel általában nem teljesíthető. Kétszavaros hajóknál annál jobb feltételek között üzemelhet

a csavar, minél jobban ki van használva a főborda-metszet, és minél távolabb kerül egymástól a két csavar. Abban az esetben, ha a csavar legalsó pontja az alapvonal alá kerül, bakot kell elhelyezni, amely a csavart felütés ellen védi. Ennek anyaga valamilyen öntvény, hogy ridegen törjön, ellenkező esetben elhajlik, és a hajócsavar megy tönkre. A következő ábrán ez a megoldás is szerepel, az ábrától eltérően a tengelyvonal erősen ferde is lehet. A ferde beépítés annál erősebb követelmény, minél nagyobb teljesítményű a propulziós berendezés a jármű méretéhez képest. A hajótest használhatósága sem elhanyagolható, mert a főgép sok helyet foglal el, a hajó eredeti célja (személyek vagy áru szállítása, különleges berendezések elhelyezése, pl. tűzoltó-csónak esetén a szivattyú) nem érhető el. Megoldást jelenthet az ún. V-hajtás, amikor a propeller tengelye nagy ferdeséggel van beépítve, de a főgépet nem annak meghosszabbításában elől helyezik el, hanem felette, különleges kúpkerek-hajtóművön át hajtja meg a hajócsavar tengelyt, tengelye a csavartengellyel fekvő V betűt alkot.



A kétszaváros hajók tengelyvonalának kitűzése döntően befolyásolja a hajó kormányozhatóságát. A kormánylapát annál hatásosabb, minél nagyobb sebességű áramlásban van elhelyezve. Amennyiben egyetlen kormánylapáttal akarják elérni a kellő hatást, annak nagy felületűnek kell lennie, mert egyetlen lapátot a hajó szimmetriasíkjában kell elhelyezni, ahol a sodortényező miatt a vízáramlás sebessége még a hajósebességet sem éri el. Ezzel szemben mód van két vagy három kormánylapátra is. Kettő esetén mindegyiket a hajócsavarok mögött érdemes elhelyezni, így a hajócsavar által felgyorsított víz nagy sebességgel éri a lapátokat, ezért jó kormányhatásra lehet számítani. A harmadik kormánylapát helye a hajó szimmetriasíkjában, ennek hatása ugyan kisebb, de mégis növeli a kormányhatást.

Egyszaváros hajónál a kormánylapát helye a hajócsavar mögött van. Az ábrán látható fartőke biztosítja a kormánylapát alsó csapágyazását. A fartőke elhagyása esetén függesztett lapát alkalmazására van lehetőség, amely ugyan csak kisebb felületű lehet, de a vonaltered megfelelő kialakításával létrehozható a hajócsavar előtt egy keskeny gerinc (deadwood), amely a hajótest melletti vízáramlás viszonyai között a kormánylapát hatását fokozza, virtuálisan megnöveli a lapát felületét, mivel a hajótest keskeny nyúlványa úgy viselkedik, mintha a kormánylapát metszetének meghosszabbítása lenne.

Folyami hajóknál, különösen vontató- vagy tolóhajóknál a méretek (kis merülés a sekély víz miatt) korlátozzák a hajócsavarok méretét, a követelmények (teljesítmény, tolóerő) azonban magasak, ezért amellet, hogy gyűrűben dolgozó hajócsavart érdemes alkalmazni, a csavarokat alagútban szokták elhelyezni, amikor a gyűrűnek csak mintegy

65-70%-a marad meg, a terület többi részén a hajótestből kialakított alagút helyettesíti. Emiatt a gyűrűn keletkező tolóerőnek csak ugyanilyen aránya vehető számításba. A folyami hajók szélessége ugyanakkor tekintélyes is lehet, ezért a főgépek jól elhelyezhetők.

A *tengelyvonal* kitűzésénél két követelmény ellentmond egymásnak: szilárdság szempontjából minél rövidebb tengely kell, a megfelelő elhelyezhetőség (csavar, főgép) viszont hosszabb tengelyt igényel, mivel csak így elégíthető ki az a harmadik követelmény, hogy a tengelyvonalnak lehetőleg párhuzamosnak kell lennie a hajó hossz tengelyével és az alapvonallal a tolóerő jó hasznosítása érdekében.

A géptér helye

A géphajók kezdeti időszakában nagy súlyú berendezésekkel csak kis teljesítményt lehetett előállítani, ezért kizárólag a hajótest középrészén volt arra lehetőség, hogy a gépteret ki lehessen alakítani. A rakterek a *géptér* előtt és mögött helyezkedtek el. A teherszállító gőzhajóknál ez az elrendezés hosszú ideig uralkodó volt, a fargéptér csak a 20. század közepén kezdett megjelenni.

A korszerű propulziós főgépekkel és propulziós eszközökkel minden változatot meg lehet valósítani, így a hajó funkciója a döntő a géptér helyének kiválasztásában.

A kereskedelmi hajók legnagyobb hányadát adó teherszállító hajóknál ma a fargéptér kizárólagos. Előnye, hogy szinte minden terhelési esetben, akár rakomány nélkül is a hajócsavar(ok) merülése biztosítva van, mivel az üres hajó olyan mértékű fartrimmel úszik, hogy a hajócsavar(ok) a kisebb merülésnél is víz alatt marad(nak).

Azok a hajók, amelyek merülése viszonylag független a terheléstől (személyszállító hajók, kikötői vontatók, folyami vontató- és tolóhajók), ma is változatlanul a középső géptér elve alapján épülnek, mivel fargéptérrel nem lehetne biztosítani a vízszintes úszáshelyzetet.

A géptér a hajótestben van kialakítva, a hajó teljes szélességét foglalja el, függőlegesen a főfedélzetig terjed. Hátsó és mellső határoló válaszfala vízmentes. A géptér feletti főfedélzeti felépítménynek vagy fedélzeti háznak a hajó szimmetriasíkjában levő középső része a *gépakna*, amelynek hosszabbnak kell lennie a leghosszabb gépegység hosszánál (ez rendszerint a főgép), szélességének pedig nagyobbknak kell lennie a főgép szélességénél, illetve kétcsavaros hajónál a főgépek súlypontjának távolságánál, hogy azokat ki lehessen emelni a gépagnán keresztül. A gépakna a felépítmény vagy fedélzeti ház legfelső fedélzetéig terjed, és teljes méretében nyitható.

A két főgép között a hajóosztályozó intézetek által előírt távolságnak kell lennie, és a főgépeket biztonságosan körül kell tudni járni.

A tengelyrendszer szerepe és felépítése

A tengelyrendszer fő feladata kettős:

- c) A főgép nyomatékának átadása a hajócsavarra.
- d) A hajócsavaron ébredő tolóerő átadása a hajótestnek.

A tengelyrendszer általában a következő darabokból van összeállítva:

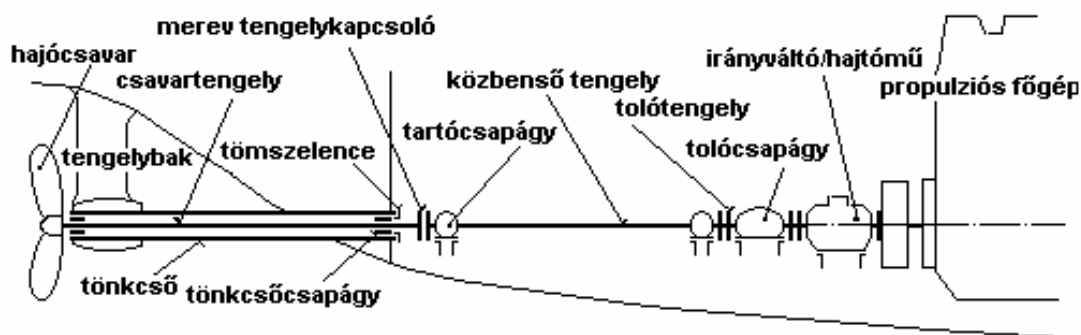
1. hajócsavar tengely, amelynek végére a hajócsavar van felszerelve,
2. közbenső tengely(ek), amely(ek) a legkisebb átmérőjű tengely(ek),
3. tolótengely, amely a nyomaték mellett a tolóerő átadására szolgáló tolócsapágy hordozója.

Ettől a fargépteres hajók annyiban térnek el, hogy rendszerint kimarad a közbenső tengely, mivel a tengelyrendszer hossza nem teszi szükségessé.

Kishajók esetében előfordul, hogy mindössze egyetlen tengelyt alkalmaznak.

4.3.4.2 A tengelyrendszer fő egységei

Egy tengelyrendszer a 4.3.4.2.1 ábrán látható elemekből épül fel.



4.3.4.2.1 ábra Szokásos hajó-tengelyrendszer felépítése

Fargépteres hajónál a tengely csak a géptér hátsó vízmentes válaszfalán halad át, itt van befogva a tönkcső mellső vége, és itt van az egyetlen *tömítő-szelence*. Hosszabb tengely több vízmentes válaszfalon is áthaladhat, minden vízmentes válaszfal-átmenetnél tömszelencét kell elhelyezni.

4.3.4.2.1 Tönkcső

A *tönkcső* az a szerkezeti egység, amely a tengelyrendszer vízmentes átvezetését valósítja meg a hajótesten. A tönkcső mellső vége a hajófarhoz legközelebbi vízmentes válaszfalban, hátsó vége egycsavaros hajónál a *fartőkében*, többcsavaros hajónál a *nadrágcsőben* vagy a *tengelybakban* van rögzítve szerelhető módon. Mellső vége tömítő-szelencével van ellátva, hátsó vége gyakorlatilag tömítetlen, ezért a tönkcső belseje a hajótesten kívüli térnek számít. A külső víz behatolását az akadályozza meg, hogy a csapágy kenőanyaga (víz vagy olaj illetve zsír) nyomás alatt kerül a tönkcső belsejébe, és az elhasznált kenőanyag a külső víz hidrosztatikus nyomását legyőzve a külső víztérbe távozik.

A tönkcsőben – hosszától függően – legalább két helyen van megcsapágyazva a csavartengely. Mivel a tengely a *sólyatéren* kerül beszerelésre, a csapágyaknak

különböző átmérőjűeknek kell lenniük, hogy a szerelést megkönnyítsék. A mellső végén levő tömszelence általában a mellső csapággal egy egységet képez.

Három jellegzetes típusú *tönkcső-konstrukció* ismert: egycsavaros hajó fartőkével, kétszavaros hajó válaszfaltól tengelybakig terjedő tönkcső és kétszavaros hajó nadrágcsővel.

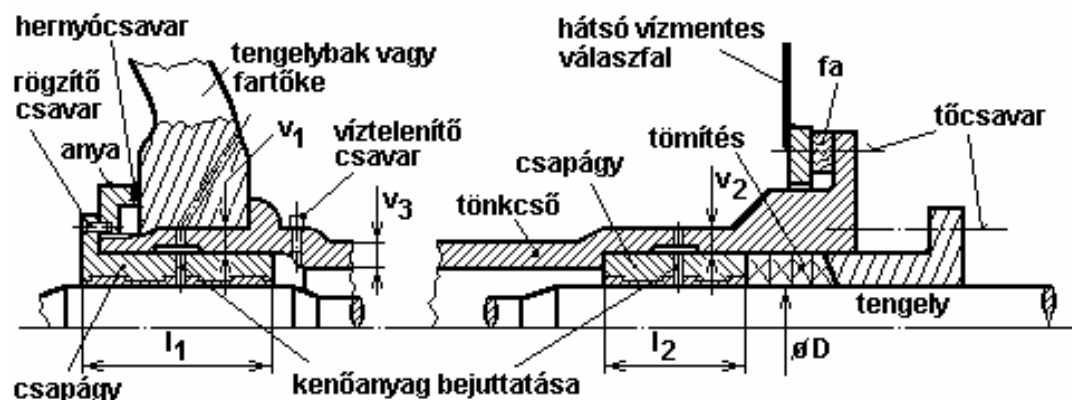
Egycsavaros hajó fartőkével

A tönkcső konstrukciója lényegében megegyezik a tengelybakig végigvitt megoldással, amelyet a következőkben ismertetünk.

Kétszavaros hajó válaszfaltól tengelybakig terjedő tönkcsővel

Egy darabból készült, leginkább öntöttvas, szerelhető konstrukció. A csapágyak anyaga olyan fém (bronz vagy csapágyfém), amelyet ásványi kenőanyaggal lehet üzemeltetni, vagy vízkenés esetén fa illetve gumi.

A 4.3.4.2.1.1 ábra a tönkcső szerkezeti felépítését mutatja.



4.3.4.2.1.1 ábra Válaszfaltól tengelybakig terjedő tönkcső szerkezeti felépítése

Az ábra olyan öntöttvasból készült konstrukciót mutat, amelyben ásványolajtermékkel kent fémcsapágyak vannak elhelyezve. Ilyen esetben a csapágyak kenésére megfelelő olaj- vagy zsírtáplálást kell biztosítani. A kenőrendszer nagyobb nyomása megakadályozza a külső víz behatolását, a nyomás csökkenése azonban a kenőanyag felhígulását eredményezheti. A környezet szempontjából nem kedvező megoldás, bár a kijutó elhasznált kenőanyag általában nem jelentős mennyiségű.

Amennyiben a vízkenést választjuk, a csapágyak anyagát ennek megfelelően kell kiválasztani. Sok évtizedig a *pockfa* (egy trópusi fenyőfajta) volt az az anyag, amelyből készült lécek hosszú élettartamot tudtak elérni a megfelelő kenés esetén. A féléceket a lécszerűen kialakított vulkanizált gumifelület váltotta fel, az utóbbi időben ez a megfelelő vízkenésű csapágyanyag. A természetes guminál a polimerizált gumiszerű műanyagok (elasztomerek) jobb paramétereket mutatnak és előállításuk egyrészt olcsóbb, másrészt a gyártási folyamat jobban kézben tartható.

Az ábrán alkalmazott jelölések jelentése (szokásos méretek):

D a csavartengely futófelületének átmérője

l_1	a tengelybakban (vagy fartőkében) levő csapágypersely hossza $\approx 4-5D$
l_2	a válaszfalban levő csapágypersely hossza $\approx 1,5-3D$
v_1	a tönkcső falvastagsága a bakcsapágynál $\approx 1,5-1,8v_3$
v_2	a tönkcső falvastagsága a válaszfal-csapágynál $\approx 1,25-1,5v_3$
v_3	a tönkcső falvastagsága a két csapágó között $v_3 = D/20 + 20 \text{ mm}$

A csapágyperselyekben megengedhető csapágyterhelés közepes értéke:

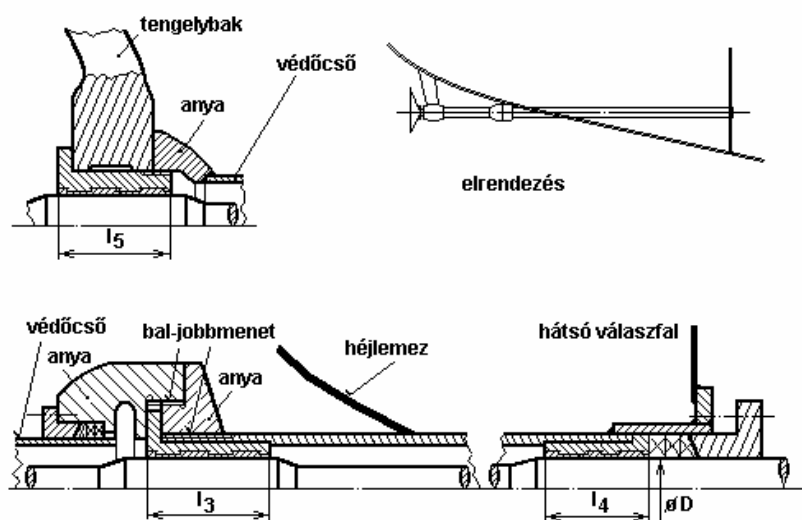
$$k = 1,4 \text{ dN/cm}^2$$

Kisebb hajók és tengelyátmérők esetén ugyanez a konstrukció alkalmas gördülőcsapágyas megoldáshoz, de ott a hajóipari gyakorlat helyett az általános gépészeti elvek irányadóak.

Kétsavaros hajó nadrágcsővel

A *tengelybak-csapágó* és a *válaszfal-csapágó* konstrukciós megoldása hasonló az öntöttvas tönkcsőben elhelyezett megoldáshoz, van azonban két jelentős különbség:

1. a tengelybak-csapágó a tönkcső védőszerepének elmaradása miatt teherbíróbb kivitelű,
2. a tönkcső a leghátsó vízmentes válaszfalba be van hegesztve és két csapágyperselyt hordoz, a tengely a bakcsapágó és a tönkcső között tömített módon rögzített nadrágcsőben fut, amely biztosítja a tönkcső külső víztérhez képesti túlnyomásának fenntartását.



4.3.4.2.1.2 ábra
Válaszfaltól hajófalig
vezetett tönkcső
nadragcsővel

A védőcső
falvastagsága
megközelítőleg
megegyezik a hajó
héllemeztének
vastagságával.

A 4.3.4.2.1.2 ábra
ilyen tönkcső-kivitel

mutat.

A szokásos méretek:

D	a csavar-tengely futó-felületének átmérője
l_3	a tönkcső hátsó végénél levő csapágypersely hossza $\approx 3-4D$
l_4	a válaszfalban levő csapágypersely hossza $\approx 2-3D$

l_5 a tengelybakban levő csapágypersely hossza $\approx 2D$

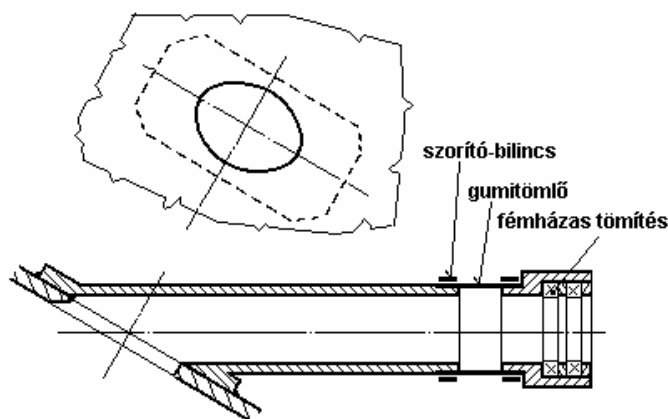
Az ábra vízkenésű csapágyakkal üzemelő tengelyrendszert mutat, nincs külön kenőanyag hozzávezetés, a kenővizet a hátsó vízmentes válaszfalon elhelyezett csőcsatlakozó juttatja a szivattyútól a tönkcsőbe (a rajzon nem szerepel). A tönkcső acélból (leginkább hengerelt vastag-falú csőből hegesztett szerkezet, maga a tönkcső a hátsó vízmentes válaszfalba és a hajó héjlemezébe merevítő karimával van behegesztve. a válaszfalon tömítő-szelence van elhelyezve, ez akadályozza meg a hajó belső tereinek elárasztását, emellett még egy tömítő-szelence van a tönkcső hátsó vége és a védőcső (nadrágcső) között. Ennek jelentősége csak annyi, hogy megakadályozza a tönkcső belsejében levő kenővíz és a külső víztér közlekedését.

A védőcső a tengelybak és a tönkcső hátsó vége közé van iktatva, védi a tengelyt a közvetlen fizikai hatásoktól és kizárja a külső vízteret. A védőcső hátsó végére felhegesztett anyára a bakcsapágy-persely külső palástjára vágott menetre csatlakozik. Másik vége a tönkcső hátsó végére csatlakozó anyapárban kialakított tömítő-szelencében foglal helyet.

A három csapágypersely is mutatja, hogy ilyen kialakítás esetén a csavartengely hosszabb az előző megoldásnál.

Kishajók és beépített tengelyrendszerű motorcsónakok tönkcsőve

A hajóméret csökkenése bizonyos határ alá már minőségi különbséget jelent. A legjelentősebb különbség, hogy a tönkcsőben nem alkalmaznak csapágyat, a csavartengely leghátsó szakasza konzolos kialakítású, amelyet a gumiházaz rugós tömítőgyűrűvel (Simmering) lezárt rövid tönkcsővön át vezetnek ki a hajótesten át, a következő ábra szerint.



4.3.4.2.1.3 ábra
Csapágypersely nélküli
tönkcső kishajóknál

A tönkcső többféle anyagból készülhet, a legolcsóbb az öntöttvas. Ennek előnye az is, hogy igen kevésbé hajlamos a korrózióra, különösen a szokásos Mo és Ni ötvöző-tartalom esetén.

Alkalmazható az öntött acél is, de az drágább és erősebben korrodál. Előnye ugyanakkor a jobb hegeszthetőség. A viszonylag kis falvastagságok miatt a hegesztés gyakran okoz deformációt, amit figyelembe kell venni tervezésnél. A legkisebb méretű járművek a könnyűfémeket predesztinálják, mert ezeknél a héjlemez anyaga alumínium. A gépi megmunkálás elkerülése érdekében a vállak úgy is kialakíthatók, hogy három darabból hegesztve készül, a középső kisebb falvastagsággal.

Csapágyak

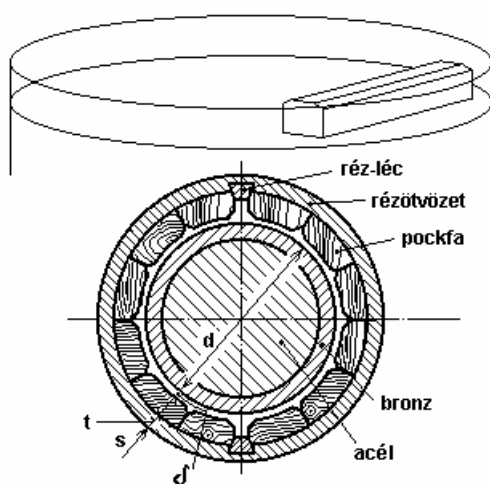
A tönkcső és tengelybak *csapágysai* az esetek döntő többségében sikló-perselyek. A csapágyak konstrukcióját elsősorban a kenőanyag határozza meg, ez lehet víz, olaj illetve zsír vagy olajos víz.

1. Vízkénésű csapágyak

A hajócsavar tengely rézötvezetű futófelületet kap, a csapágy csúszófelülete fa vagy gumi.

- (a) A tönkcsőben alkalmazott *vízkénésű csúszócsapágyaknál* a legrégebbi siklóanyag a *pockfa* (*lignum vitae*, *guaiacum officinale*). Rendkívül kevés üreg van benne, a gyanta mindent kitölt. Ez az oka, hogy annyira kevés vizet vesz fel, illetve vízbe merítve alig dagad meg. Eredeti víztartalma 12%. Homogén szerkezetű, nem reped. Fája kemény, nyomószilárdsága 8.000 dN/cm^2 körül van. A pockfa akkor telítődik teljesen, ha meleg vízben áztatják. A fentiek miatt ellenálló a gombokkal, természetesekkel és a tengeri fűrőférgelkel szemben. Ezek a tulajdonságok teszik alkalmassá csapágyersely-betétként való alkalmazásra.

A 4.3.4.2.1.4 ábra a pockfa léceknek a fatönkből való kimunkálásának pozicionálását és a működő pockfa-csapágy keresztmetszetét szemlélteti.



4.3.4.2.1.4 ábra Pockfa lécekből készített tönkcsőcsapágy keresztmetszete

A pockfa a trópusi Dél- és Közép-Amerikában őshonos fenyőfajta, erősen gyantás, emiatt tömör szerkezetű, átlagos sűrűsége $\rho = 1.050 \text{ kg/m}^3$. Kemény fája és fényes felülete kiválóvá teszi dísz tárgyak készítéséhez is. Keresettség miatt ma már nagyon ritka. Emiatt, és az egyetemes

környezetvédelmi elvek értelmében olyan anyagot fejlesztettek ki, amely használhatóságát tekintve egyenértékű a pockfával, ugyanakkor újratemmelhető, ez a gumi.

A pockfa kedvező tulajdonságai ellenére kopik, a kopás az idővel exponenciálisan nő. A kopás a tengely alátámasztását koncentrálttá teszi, ezért a tengely – mivel a semleges szál a szilárdságtan szabályai szerint a támaszok és a terhelés által meghatározott görbe alakot veszi fel – állandó hajtogatásnak van kitéve és elfárad. Ez okozza a fémcsapágyakkal szemben a gyakoribb tengelytörést. A csapágylécek élettartama nagyjából megegyezik a fém-csapágyak élettartamával.

A pockfa-csapágyanak az ábrán látható szokásos méretei a következő táblázat szerint választhatóak ki.

d [mm]	δ [mm]	t [mm]	s [mm]
150	0,75 új, 4 csere	20	10
200	"	- : -	- : -
300	"	- : -	- : -
500	"	30	20

A pockfa csapágyak belvízi hajónál nem alkalmazhatóak a víz szennyezettsége miatt. A lebegő kvarchomok beékelődik a gyantába, és komoly tengelykopást okoz. A fa-csapágyak ma már nagyon ritkán kerülnek alkalmazásra.

- b) A jelenleg alkalmazott vízkenésű tönkcső-csapágyak szinte kizárólag természetes vagy polimerizációs eljárással gyártott gumiból készülnek. Az utóbbiak anyaga leginkább polietilén. Megoldása szerint a gumicsapágy léces vagy egyben vulkanizált kivitelű. Léces megoldásnál a gumit fémlemez tepsiben készítik. A tengely és a csapágyfelület között biztosítani kell rést a kenéshez, amelynek mérete 0,0015 d, ahol d a tengelyre húzott bronz futóhüvely külső átmérője.
- A természetes gumi az olajra nagyon érzékeny. A polimerizációval készült anyagok olajállóak, ezért használhatóak olajos-víz kenőanyag esetén is. A gumi sokkal kopásállóbb a pockfánál (az egyik Duna-tengerjáró hajó 1937-ben épült, és 1963-as felújításáig ugyanaz a természetes gumiból készült csapágy szolgálta ki). A gumi keménysége 40-70 shore (radírguminak felel meg). Tengervíznél keményebb anyagot lehet használni, mivel tiszta a közeg, folyami hajóknál a szennyezett vízben a lágyabb anyag a kedvező.
- A gumicsapágy kisebb kopása és csillapító hatása miatt a tengelytörések számát csökkenti.

A vízkenéssel kapcsolatban meg kell állapítani, hogy az összes változat közül a legmegbízhatóbb. Ennek két oka van:

1. mivel a hajót minden oldalról víz veszi körül, nem áll fenn az a veszély, hogy elfogy a kenőanyag,
2. mivel a víz nagy mennyiségben átáramlik a csapágypersely résein, a tengely kenése mellett más funkciókat is ellát:
 - átöblíti a csapágyperselyt, ezzel tisztítja a súrlódásban érintett felületeket,
 - mennyiségénél fogva képes a súrlódással keletkező hő felvételére, így hűti a csapágyperselyt.

2. Olaj- és zsírkenésű csapágyak

Olaj- és zsírkenésű csúszócsapágyaknál a hajócsavar tengely nem kap futóperselyt, futófelülete maga a tengelycsap, a csapágy csúszófelülete lehet

- sima öntöttvas persely,
- öntöttvas persely fehérém béléssel,
- sárgaréz persely kisebb hajóknál.

- (a) Öntöttvas perselyt külön bélésanyag nélkül ott lehet használni, ahol a csapágóban a súrlódás miatt keletkező hő nem teszi szükségessé a komolyabb megoldást. A kenőanyag lehet maga a főgép kenőolaja, amelyet a főgép olajrendszeréből juttatnak a tönkcsőbe és onnan vissza. A hűtést és szűrést így a főgép rendszerei látják el.
- (b) Fehérfém bélésű öntöttvas perselyt a legnagyobb átmérőjű tengelyeknél alkalmaznak, mivel ezeknél a tengelyrendszereknél igen nagy a csapágóban a felületi terhelés, és emiatt jelentős a keletkező hő is. A kenőanyag leginkább nagy viszkozitású hajtóműolaj, amelyet a főgép által meghajtott keringető rendszer mozgat, a súrlódással keletkező hőt hűtéssel távolítják el, és az olajnak megfelelő szűrést is kell biztosítani.
- (c) A bélés nélküli sárgaréz csapágypersely kisebb terhelésű helyeken tökéletes, a kopott perselyt egyszerűen kicserélik, a régi újra-hasznosítható beolvasztással. Igényesebb megoldás esetén a sárgaréz perselyt el lehet látni fehérfém béléssel.

Az olaj- és zsírkenés hátránya az, hogy a tönkcső hátsó végét is megfelelően vízmentesre kell készíteni, megfelelő tömitést kell biztosítani.

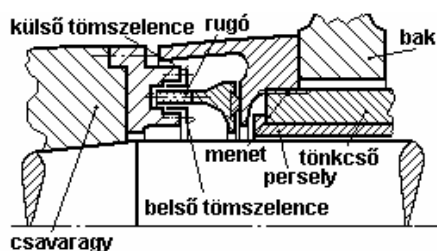
Előnye ugyanakkor, hogy a tengelyre nem kell bronz futóhüvelyt felhúzni, a tengely saját felülete a futófelület.

Régebben folyami hajóknál kizárólagos volt a szennyezett víz miatt, a gumicsapágók azonban ki tudták váltani.

Az olaj- és zsírkenés legújabb változata, főleg kisebb hajóknál, a *gördülőcsapágó* konstrukció. Erre először 1939-ben került sor, ma már üzembiztos megoldás, kizárólag az építési üzemeltetési költségek elemzése dönti el, melyik a kedvezőbb változat.

Tönkcső-tömitések

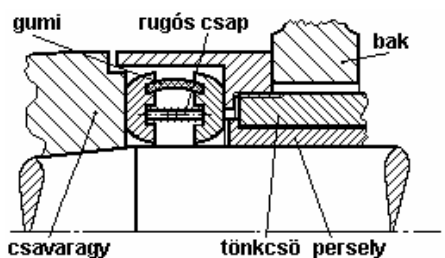
A tönkcső az elmondottak alapján vízkenésnél csak a mellső végén, olaj- és



4.3.4.2.1.5 ábra *Cederwall* tömités olajkenésű tönkcső hátsó végénél

zsírkenésnél mindkét végén tömitett konstrukciójú.

A tönkcső mellső vége a hátsó kollíziós válaszfalon (ez leginkább a géptér hátsó vízmentes válaszfala) van rögzítve, az itt alkalmazott tömitő-szelencék a szokásos gépészeti



4.3.4.2.1.6 ábra *Mac Nab* tömités olajkenésű tönkcső hátsó végénél

megoldásoktól nem térnek el.

Tömitett hátsó végű tönkcsőnél több szabadalmaztatott megoldás létezik, pl. *Cederwall*, *Mac Nab*, *Simplex*, *Ganz* (magyar).

A *Simplex tömítésnél* a tömítő-felület a tengelyre felhúzott és a csavaragyhöz rögzített kemény acélcső külső hengeres felülete. A tömítés a tönkcső hátsó végéhez illetve a tengelybakhhoz vagy fartőkéhez erősített házban belül helyezkedik el, maga a tömítés rugóval a futófelületre szorított profilos gumigyűrű. A tömítés házában belül 0,2-0,3 bar olajnyomás uralkodik.

A *Ganz tömítés* az előző megoldás leegyszerűsített változata.

Ezeknek a szerkezeti elemeknek a tervezésével és gyártásával a nagyobb hajógyártó és a hajóépítési felszerelések beszállítására specializált cégek foglalkoznak. Egyedi hajók építésénél saját konstrukció helyett megbízhatóbb megoldás a kiforrott termékek beépítése.

A tengelyvég kialakítása a hajócsavar részére

A hajócsavar geometriájának ismertetésénél már volt szó a hajócsavar-agy kialakításáról. A *hajócsavar-tengely vége* az az alkatrész, amely a csavaragyhöz csatlakozik. Bár rutin gépészeti feladatnak látszik, a tengelyvég és a hajócsavar-agy csatlakoztatása tartalmaz néhány különlegességet.

Az első ezek közül, hogy igen nagy tömegterhelések és terhelőerők vannak. Szokásos folyami hajóknál az egy csavarra jutó teljesítmény a 250 és 700 kW tartományban van, tengeri hajók esetében ez akár két nagyságrenddel is nagyobb lehet.

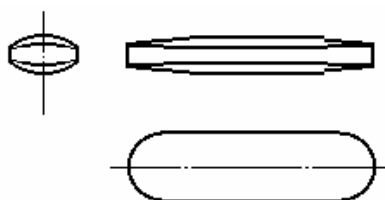
A másik különlegesség, hogy bármilyen műszaki hiba esetén a csavarhoz gyakorlatilag csak víz alatt lehet hozzáférni.

A különlegességekhez sorolható még a torziós lengések fontossága: az egyik gerjesztő forrás a főgép, főként, ha dugattyús gép – ami az esetek többségében igaz –, a másik pedig a hajócsavar, amely beépítési módjától függően más-más mértékben, de mindig változó sodorvezetőkben dolgozik, tehát egyes fázisszögeknek a csavar lefékeződik, ilyenkor a forgásiránnyal ellentétes értelemben ható elfordító nyomaték hat rá, más helyzetekben pedig előresiet, amikor a tengelyen a forgásiránnyal megegyezően próbál elfordulni. A csavar átmérőjét és a tengelyvég középátmérőjét tekintve kb. tízszeres a viszonyszám, tehát a csavarra ható erők egy nagyságrenddel nagyobb erőknek adnak át a tengelynek.

Ezek a tényezők teszik szükségessé, hogy a hajócsavar két független rögzítési móddal van a tengelyvégre felerősítve, és ezeket mintegy fél tucat biztosítási megoldás teszi biztonságossá.

A két rögzítés egyike a retesz, a másik a súrlódás, amely a kúpos tengelyvég és a csavaragyhöz között ébred.

1. Retesz



4.3.4.2.1.7 ábra Hajócsavar-agyban és tengelyvégekben alkalmazott retesz alakja

A retesz alakja eltér a szokványos formáktól, szappanalakú, amint az a következő ábrán látható.

Az alsó és felső felület közepén hengerpalást, amely a végeken gömbsüvegbe megy át. Felülnézetben löverseny-pálya formájú.

A csavaragiban kialakított reteszhorony nem tér el a gépipari szokványtól, szélessége és magassága átmeneti illesztéssel készül.

A tengelyvégben a fészek keresztmetszetét a retesz középső részének keresztmetszete határozza meg, szélessége szoros illesztésű. Hosszanti irányban a fészek általában megfelel a retesz formájának, van azonban olyan kialakítás is, amikor a horony a tengelykúp hátsó, kisebb átmérőjű végén a menethoronyba fut ki. Ez lehetővé teszi a retesz utólagos beillesztését a horonyba.

2. A súrlódás közvetítésére képes tengelykúp

A tökéletes érintkezést a tengely és a csavaragy felülete között a megmunkálás nagy pontossága biztosítja. A technika mai állása szerint ez szinte teljes egészében megoldható gépi megmunkálással, az összeszerelés előtti ellenőrzésnek azonban nem csökkent a szerepe a korábbi eljárásokhoz képest.

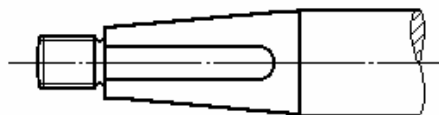
Azokban a hajógyárakban, ahol nincs meg a felkészültség a gépi megmunkálás ilyen színvonalához, a hagyományos módon járnak el. Ez azt jelenti, hogy a tengelyvéget – mivel azt egyszerűbb berendezésekkel is pontosan meg lehet munkálni, kész állapotba hozzák, és ahhoz illesztik a hajócsavar-agy furatát kézi művelettel. A furat kézi megmunkálása azért is előnyösebb a tengelyvég megmunkálásánál, mivel a csavar általában lágyabb anyagból készül.

A furatot ezt megelőzően a rendelkezésre álló gépi megmunkáló-eszközökkel a kézi illesztéshez szükséges ráhagyással munkálják meg, a kézi művelet pedig a következőképpen jellemezhető.

- (a) El kell készíteni a helyszínen – szerelőcsarnokban vagy szabad területen – egy olyan aknát, ahova daruval függőlegesen be lehet engedni a hajócsavar-tengelyt, és azt úgy meg lehet fogni valamilyen készülékkel, hogy a csavaragy fogadására szolgáló kúpos tengelyvég a dolgozók számára a legkényelmesebb munkahelyzetet biztosítsa.
- (b) Daruzási lehetőség kell ahhoz, hogy a csavart számtalan alkalommal a tengelyvégre rá lehessen engedni.
- (c) A csavaragy furatát és a tengelykúpot megtisztítják, és a tengelykúpot erre a célra szolgáló kék festékkel – tusírozó festék, mivel a művelet a tusírozás – bekenik. A csavart ráengedik a kúpra, és a tervezők által előírt nyomatékmal meghúzzák a menetes tengelyvégre csavart szerelőanyát (ez lényegében készülék, a beszerelt hajócsavarhoz az egyszeri használatos tengelyvég-anyát alkalmazzák). A szerelőanya a két felületet szoros érintkezésbe hozza, azt, hogy mennyire tökéletes ez az érintkezés, akkor lehet megállapítani, amikor a szerelőanyát lecsavarják és a daruval lehúzzák a csavart a tengelyről. Az érintkezés a tengelykúpról a csavaragy felületére átkenődött festék fedéséből értékelhető. A művelet első lépésénél ez általában 50% alatt van.
- (d) Kézi tusírozó eszközökkel (kaparókkal) azokat a felületrészeket munkálják meg a csavaragy furatában, ahol érintkezés volt. Ezzel lehetővé válik a többi felületemnek is, hogy a tengelykúppal kapcsolatba jöjjön. A kézi megmunkálás első lépése után ismét festés, felszerelés, meghúzás és leszerelés következik, majd értékelés. Ezt a műveletet annyiszor kell megismételni, amíg az érintkezés eléri a 90%-ot.

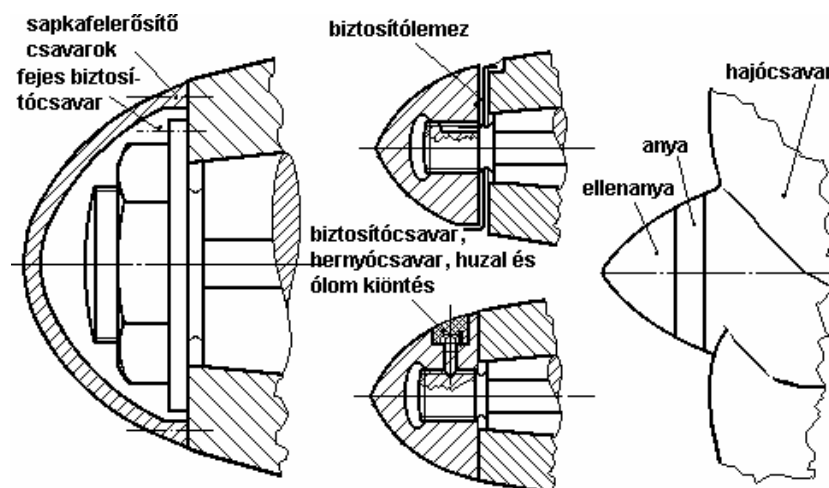
A csavar felszerelése a sólyatéren történik, ez alkalommal a retesz is bekerül a helyére, és a *tengelyvég-anyát* is a helyére húzzák, majd megfelelően biztosítják.

A szokásos kialakítást az alábbi ábra mutatja.



4.3.4.2.1.8 ábra Hajócsavar-tengelyvég kúpjának kialakítása

A tengelyvég menetének ellenkező emelkedésűnek kell lennie, mint a hajócsavarnak. Amikor ugyanis a főgép a hajócsavart meghajtja, különösen a gyorsítási szakaszban, az előremeneti forgásiránnyal ellentétes értelmű nyomaték próbálja lecsavarni a hajócsavart a tengelyvégről (jobbemelkedésű csavarnál balra). Ezt csak úgy lehet megakadályozni, hogy a csavaragyhoz biztosított tengelyvég-anya felcsavarodását idézzük elő (jobbemelkedésű csavarnál ez balmenetet jelent, és fordítva).



4.3.4.2.1.9 ábra Tengelyvég-anya (csavarkúp) biztosításának módjai

A tengelyvég kúposága függ a tengely átmérőjétől és a kúp hosszától. Közelítésképpen alkalmazhatóak a következő

táblázatban levő adatok, amelyek a tengelyátmérő tartomány függvényében közlik a gyakorlatban jól bevált értékek a tengelyvég kúposágára vonatkozóan.

A kúp hossza annyiban befolyásolja a kúposág mértékét, hogy minél hosszabb a kúp, annál kisebb kúposágot alkalmaznak.

Tengelyátmérő tartomány [mm]	Kúposág
100 alatt	1 : 10
100-200	1 : 12
200 felett	1 : 15

A tengelyvég-anya biztosítása

Nem elhanyagolható fontossága van a hajócsavart a helyére szorító anya rögzítésének. Az anya kialakítása kisebb tengelyátmérőnél olyan, hogy egyben a *csavarkúpot* is alkotja, vagyis az áramvonalas formába munkálják bele azokat a felületeket, amelyek segítségével a kívánt nyomatékra meg lehet húzni.

Nagyobb méreteknél az anyát szabványos formára alakítják ki, de peremesre, és a csavar mögé áramvonalas formájú sapka kerül.

A biztosítás mindegyik alkatrészénél létfontosságú.

A 4.3.4.2.1.9 ábra több megoldást mutat.

Látható az ábrákból, hogy a hajócsavar tengelyt minden biztosítási módnál valamilyen módon fel kell használni a biztosító gépelemek rögzítéséhez. Ez is hozzájárul ahhoz, hogy a csavartengely mintegy 5%-kal jobban túl van méretezve a többi tengelynél.

4.3.4.2.2 A tengelyek csapágiai

Tartócsapágys

A propulziós tengelyrendszer *közbenső tengelyeinél* – amelyek nem hordozzák a hajócsavart és nem feladatuk a tolóerő átadása – a tengely igénybevétele csavaró-nyomaték és axiális tolóerő (illetve húzóerő hátramenetnél). A tengelyeknek csak *tartócsapágysakra* van szükségük, amelynek leginkább a tengely súlyát kell viselniük. A hajóépítési előírások (hajóosztályozó intézetek illetve nemzetközi szervezetek utasításai) a tengely méreteiből kiindulva megszabják a csapágys távolságát. Alapvető, hogy minden tengely (legalább) két tartócsapágysban fusson.

A csapágys a legtöbb esetben *gördülőcsapágys*, amelyek szerelése a tengelyen vállmentes, hogy lehetővé tegyék az axiális elmozdulást, ezzel a tengelyben járulékos axiális igénybevétel nem ébred. A házak a lehető legegyszerűbb tömített öntöttvas vagy öntött acél konstrukciók.

Nagyobb átmérőjű tengelyeknél előfordulnak a *siklócsapágys*. Maga a futófelület a gépgyártásban alkalmazott szokásos anyagból készül, mivel azonban a csapágysbetét terhelése függőleges súlyterhelés, alkalmazzák azt a megoldást, ahol csak kb. 120 fokos (egyharmad) körülfogású a persely.

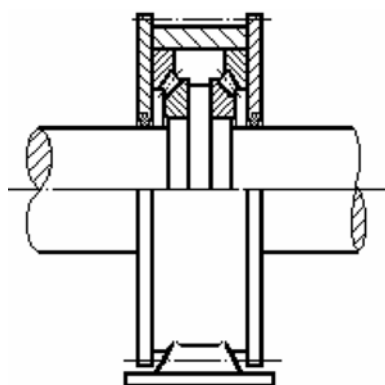
Toló-csapágys

A *toló-csapágys* olyan teherbírású csapágysrendszer, amely az esetek többségében önbeálló radiális és kétirányú axiális csapágysat foglal magában. A toló-csapágys a *toló-tengelyre* van szerelve, a hajócsavar által keltett tolóerőt, amelyet a csavartengely, a közbenső tengely és a toló-tengely, valamint a merev tengelykapcsolók közvetítenek hozzá, a hajótestre adja át. A hajótestben a toló-csapágys részére megfelelő alapot képeznek ki, ez általában része a főgép alapozásának.

A toló-csapágys legrégebbi kivitele siklócsapágys-konstrukció. A legkiforrottabb ezek közül a *Mitchell csapágys*, amely önbeálló papucsokat használ siklóelemekként, az álló felület, amelyen a papucsok csúsznak, körgyűrű alakú. Ezt a megoldást használják ma is a legnagyobb átmérőjű tengelyrendszereknél. A papucsok felületi terhelése kb. 20-30 dN/cm². A csapágys hatásfoka 99%, a hővé alakuló 1% tekintélyes hőmennyiség, amelyet el kell vezetni, ezért a csapágys hűtését biztosítani kell.

Kisebb tengelyátmérők esetében megvalósítható a toló-csapágy gördülő csapágyakból is. Kisebb teljesítményeknél a *mélyhornyú csapágyak* is megfelelőek, ezek a csapágyak a leggyakrabban alkalmazott gördülőcsapágyak a géptervezésben. Tisztán axiális golyós- és görgőscsapágyakat a befeszülés megakadályozása érdekében nem használnak.

Nagyobb teljesítményeknél, pl. folyami vontató- és tolóhajóknál a toló-tengely igénybevitelét csökkenteni lehet azzal, ha a toló-csapágy önbeálló szerkezetű. Ezeknél két *kúpörgős* vagy egyetlen *önbeálló hordógörgős* (szférikus) csapágyat építenek be a házba. A szokásos konstrukció vázlatát a következő ábra mutatja.



4.3.4.2.2.1 ábra Toló-csapágy konstrukció két kúpörgős csapággal

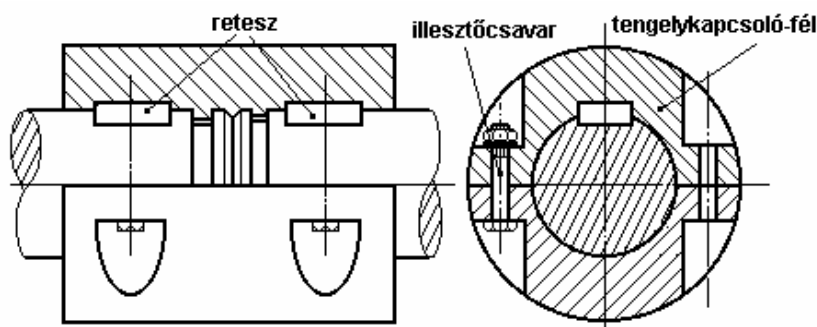
4.3.4.2.3 Tengelykapcsolók

A tengelyrendszer *tengelykapcsolóinak* ugyanazt az igénybevitelt kell elviselniük, mint a tengelyeknek. Ezért a hajócsavar és a toló-csapágy között merev tengelykapcsolókat kell alkalmazni.

Amennyiben a toló-csapágy és a főgép között további tengelykapcsolóra is szükség van, az lehet rugalmas konstrukciójú.

Merev tengelykapcsolók

A merev tengelykapcsolókat nagyobb tengelyátmérőknél ki lehet alakítani magukból a tengelyekből. Ezzel súlymegtakarítást lehet elérni, mivel a szokványos konstrukció nagyobb átmérőnél túlzott méreteket kíván. Általában azonban a hajóépítők ragaszkodnak a megszokott kivitelhez: kúpos tengelyvég, öntött acél tárcsák, illesztő-hüvely vagy illesztő-csavarok.



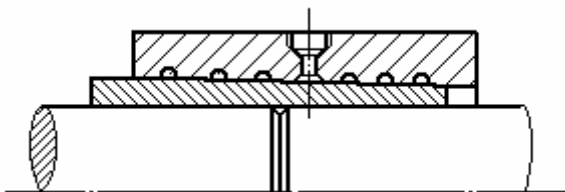
4.3.4.2.3.1 ábra Héjas tengelykapcsoló nagyobb átmérőkhöz

A nagyobb átmérőjű tengelyeknél alkalmazzák a héjas tengelykapcsolókat is. Ennek kialakítása

is lehetővé teszi a tolóerő átadását.

A héjas tengelykapcsoló különleges megoldását mutatja a 4.3.4.2.3.1 ábra. Ennek a konstrukciónak az alapja az SKF cég kúpos furatú csapágyainak szereléséhez kifejlesztett hidraulikus eljárás. A nagy-nomású olaj egyrészt eltávolítja egymástól a felületeket, másrészt kenőanyagként szolgál a vékonyfalú hüvely becsúsztatásánál. Az

olajnyomás megszűnésekor a kúpos felületek között fellépő súrlódás elegendő a nyomaték átviteléhez.



4.3.4.2.3.1 ábra Hidraulikusan szerelt héjas tengelykapcsoló

Oldható és rugalmas tengelykapcsolók

Rugalmas tengelykapcsolók

Két körülmény teheti szükségessé rugalmas tengelykapcsoló beépítését:

1. A tengelyrendszer *torziós-lengés számítása* alapján valószínű, hogy a gerjesztések és csillapítások az adott tömegekkel és rugalmas összekötő elemekkel (tengelyszakaszok) a tengelyekben és más gépelemekben túlzott többletfeszültséget ébresztenek egyes fordulatszámoknál. A lengés-állapot megváltoztatása – a lehetséges maximális csillapítás elérése mellett – leginkább egy vagy több rugalmas elem rugóállandójának módosításával érhető el. Ez azt jelenti, hogy a tengelyrendszernek azon a részén, ahol már csupán csavaró igénybevétel van, azaz a főgép és a toló-csapágy illetve hajtómű (amely a toló-csapágyat is tartalmazza) között, el kell helyezni egy lágy jellemzőkkel bíró rugalmas tengelykapcsolót.
2. A hajtótest deformációi az eltérő terhelési állapotokban a tengelyrendszer töréséhez vezetnének megfelelő rugalmas elem beépítése nélkül.

A rugalmas tengelykapcsolók különböző típusai jól ismertek, ezek mindegyike használható hajók tengelyrendszereiben. A kisebb teljesítményű és nagy-fordulatszámú dízelmotorok esetében az *Uniflex* márkanevű szerkezetek a legelterjedtebbek, ezeknél a rugalmas elem egy gumiabroncsra emlékeztető gumitömlő két tárcsa között.

Oldható tengelykapcsolók

Az átvitt teljesítménytől és nyomatéktól függően választható ki az a kapcsolótípus, amely a követelményeknek legjobban megfelel. Kisebb motorhajóknál a tárcsás súrlódó tengelykapcsolók nagy választéka áll rendelkezésre. A nagyobb nyomatékok átvitelénél az oldható tengelykapcsolók hidrodinamikus vagy elektromágneses rendszerűek.

A hidrodinamikus tengelykapcsolók legnagyobb alkalmazási területe az autóipar, ahol ez a gépelem az automata sebességváltóknál használatos. Hajók tengelyrendszerében ott a leggyakoribb, ahol több erőgéppel hajtanak meg egy hajócsavart. Erőátviteli közegként vizet alkalmaznak.

A hidrodinamikus tengelykapcsoló abban az esetben is jó szolgálatot tesz, ha torziós lengések okoznak gondot. A tengelykapcsoló két független rendszerre bontja szét a lengőrendszert, amelyek nem adják át egymásnak a gerjesztést.

A hidrodinamikus tengelykapcsoló szétkapcsolása a folyadék kiengedésével hajtható végre. Olyan esetben, amikor több gép hajt meg egy közös csavartengelyt, és nem

szükséges mindkét gép teljesítménye, az egyik kapcsolót kiürítik, és csak az egyik gép jár.

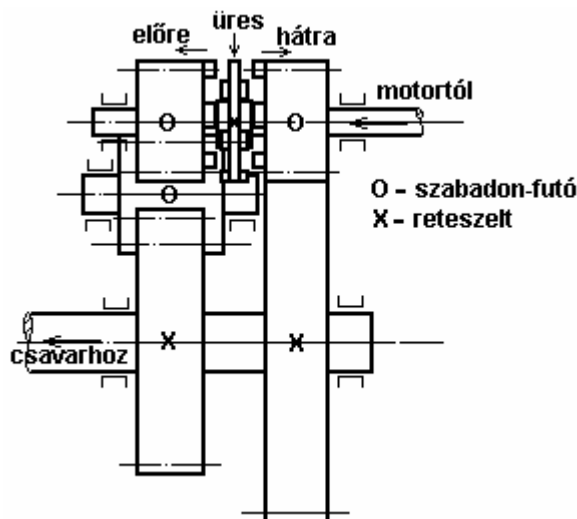
4.3.4.2.4 Fordulatszám-csökkentő hajtóművek

A propulziós főgépek az esetek többségében sokkal nagyobb fordulatszámon üzemelnek, mint amilyen fordulatszámon a hajócsavar az adott hajótest mögött, a hajó feladatainak megfelelő körülmények között, a legjobb hatásfokkal tud dolgozni.

A *fordulatszám-csökkentő hajtóművek* feladata a főgép nagyobb és a hajócsavar kisebb fordulatszámát kiegyenlíteni. A bemenő teljesítményt a behajtó-tengelyen a főgép nagyobb fordulatszámon kisebb nyomatékkal táplálja be a hajtóműbe, amely a hatásfoknak megfelelően valamivel kisebb (2-5% veszteséggel csökkentett) kimenő teljesítményt kisebb fordulatszámon és nagyobb nyomatékon adja át a hajócsavar-tengelyrendszernek.

A fordulatszám-csökkentő hajtóművek csoportosítása:

- a hajtómű a legtöbb esetben magában foglalja a toló-csapágyat, de vannak kivételek. A külön toló-csapágy alkalmazása megnöveli a tengelyrendszer hosszát, de a külön egységek egyszerűbb karbantartást és javítást tesznek lehetővé.
- A fordulatszám-csökkentő hajtóművek lehetnek egyszerű reduktorok, vagyis csak a fordulatszámot illetve nyomatékot változtatják meg a módosításnak megfelelő mértékben, illetve lehetnek irányváltó-hajtóművek, amelyek szükségtelessé teszik a hajtómotor irányváltását, mivel azt a hajtómű végzi el. Minél nagyobb a főgép fordulatszáma, annál inkább a hajtóművet kell erre a funkcióra igénybe venni, mert a gyors motorok nem képesek rá.



4.3.4.2.4.1 ábra Homlokkerekes irányváltó-mű szerkezeti vázlata

A hajtómű és a főgép között rugalmas tengelykapcsoló beiktatására van szükség.

Irányváltó-típusok

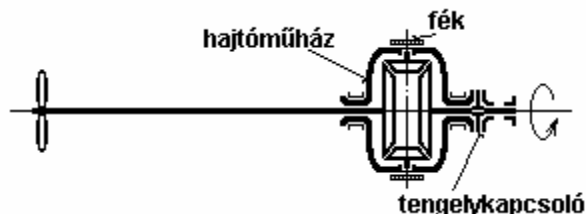
Az *irányváltó-hajtóművek* túlnyomó többsége homlokkerekes fogaskerék-hajtómű. A legegyszerűbb megoldás vázlatát mutatja a 4.3.4.2.4.1 ábra.

Ez a konstrukció csak álló motornál teszi lehetővé az irányváltást, mivel a két kiskerék közel azonos

fordulatszámmal egymással szemben forog. A motor a bemenő tengelyt hajtja meg, amelyre a körmös tengelykapcsoló-tárcsa siklóretesszel van felszerelve. A főgép és a csavar szétkapcsolásához (pl. a gép üresjáratú indikálásához) a tárcsa üresbe

kapcsolható. Előremenetnél a hajtás a baloldali, hátramenetnél a jobboldali kiskeréken át történik.

A kúpkerekes irányváltó-művek kisebb teljesítmény esetén előnyösek. Módosításuk 3 és 5 között lehet, szerkezetük a gépjárművek differenciálművére emlékeztet. Egy megoldást mutat a következő ábra.



4.3.4.2.4.2 ábra Kúpkerekes irányváltó-mű vázlata

Az ábra szerinti konstrukciónál a motor a bemenő tengelyt hajtja meg. A tengelykapcsoló kioldott állapotánál a hajtás a kúpkereken megy át, a

hajtóműház, amely csapágyazva van, ilyenkor a fékkel rögzített helyzetben van. A hajócsavar a motorral azonos fordulatszámmal forog, de azzal ellenkező irányban. Hátramenethez az szükséges, hogy a tengelykapcsoló bekapcsolt állapotba kerüljön, ilyenkor azonban a féket oldani kell, hogy a ház forgásba jöhessen. A kúpkerekek a házhoz és egymáshoz képest állnak, a ház és a csavar a motorral azonos fordulatszámú forgást végez. A tengelykapcsoló menet közben kapcsolható, mindössze a motor fordulatszámát kell alapjáratira lecsökkenteni a hirtelen dinamikus hatások elkerülése érdekében.

4.3.4.3 A tengelyek szilárdsági méretezésének alapelvei

A tengelyek igénybevételének funkciójukból eredően két fő forrása van.

1. Fő igénybevételek, amelyek a tervezés során figyelembe vehetőek, mivel a következő terhelésekre vezethetőek vissza.
 - (a)Csavaró-nyomaték a hajócsavar meghajtásához. Minél nagyobb hajóról beszélünk, annál nagyobb hajócsavar van felszerelve, amelynek fordulatszáma az optimális üzem érdekében alacsony, tehát annál nagyobb nyomatékra van igénybe véve a tengely.
 - (b)Tolóerő, amelyet a hajócsavar hoz létre, ez előre menetnél nyomófeszültséget, hátramenetnél húzófeszültséget ébreszt.
 - (c) A tengely önsúlya. Ez a csapágyak fajtájától és kiosztásától függ, a tengelyt hajlító-nyomatékkal terheli.
 - (d)A hajócsavar súlya. Ez a terhelés közvetlenül a hajócsavar tengelyt veszi igénybe, de a többtámaszú tartók szilárdságtana szerint végső soron a teljes tengelyrendszerre hatással van.
 - (e) A tengelyrendszert alkotó tömegek és rugók, valamint a gerjesztést ébresztő egységek (motor és hajócsavar) hatásának figyelembe vételével elvégezhető a rendszer torziós-lengés számítása, és a sajátlengések felharmonikusai által kijelölt fordulatszám-tartományokban ennek hatása jelentős lehet. Akkor jelent nagyobb gondot, ha valamelyik felharmonikus az üzemi fordulatszám közelében van. Nagyon ritka az olyan helyzet, hogy konstrukciós változtatással

sem lehet a lengéseket elhangolni, de olyankor igénybevételként figyelembe kell venni a lengés okozta terhelést.

2. Járulékos igénybevételek, amelyek a tervezés során vagy nem vehetőek figyelembe vagy csak korlátozott mértékben lehet ezeket megközelíteni, mivel sok bizonytalanságot hordoznak. Ilyenek lehetnek:
 - a) a tengelyrendszer szerelésénél elkövetett hibák vagy a hajó igénybevételének módja miatt keletkező eltérések az egyenes tengelyvonaltól,
 - b) a hajócsavarnak a hullámos vízen való hajózás közben előforduló felpörgése,
 - c) a hajózóútban levő tárgyakkal (jég, uszadék-fa) történő mechanikus ütközések,
 - d) irányváltáskor létrejövő többletnyomaték (ez akár 50% többlet is lehet),
 - e) a csavartengelyek korróziója miatt azok szilárdsága csökken.

A tengelyek méretezése valamennyi tényezőt figyelembe veszi az említettek közül, de a tengelyrendszer alapvető igénybevétele a csavaró-nyomaték, a méretezés tulajdonképpen erre történik.

A tengelyek szilárdsági méretezése nemzeti osztályozó intézetek és nemzetközi intézetek előírásai alapján

A *tengelyrendszer méretezése* minden nemzeti osztályozó intézet és nemzetközi hajóbiztonsági intézet előírásaiban fontos helyet foglal el. Az esetek többségében a hajó tervezését megrendelő intézmény azt is kiköti, melyik osztályozó intézet melyik osztályának kell megfelelnie az úszóműnek. Az osztályozó intézetek előírásainak ismertetése az 5.2 fejezetben található.

A következőkben a Magyarországon szovjet exportra több évtizedig nagy sorozatokban gyártott kerek és hajócsavaros folyami személyhajók, gőzös és dízelmotoros vontatóhajók és dunai illetve szibériai tolóhajók, valamint tengeri úszódaruk tervezésénél kötelezően előírt osztályozó intézetek tengelyméretezési előírásait ismertetjük.

Szovjet folyami regiszter

Ennek az intézetnek a jelenlegi utódja az orosz folyami regiszter, amely egyelőre azonban kizárólag belföldön van érvényben. A legtöbb előírás változatlanul érvényes az előd intézet elvei szerint.

A közbenső tengely átmérőjének minimális mérete közvetlen meghajtás esetén:

$$d_k = 0,093 \cdot k \cdot k_1 \cdot \sqrt[3]{D^2 \cdot S \cdot p_i \cdot c} \quad [\text{mm}]$$

D - főgép hengerátmérője [mm]

S - főgép dugattyúlökeke [mm]

p_i - főgép indikált középnyomása [bar]

c - a rendszer önlengésszáma [1/sec]

k, k_1 - az alábbi formulákkal számítható tényezők

$$k = \sqrt[3]{\frac{42}{42 + \frac{2}{3} \cdot (\sigma_B - 42)}}$$

$$k_1 = \sqrt[3]{\frac{1 - 0,5 \cdot \frac{a-1}{a+1} \cdot \frac{(GD^2)_l}{(GD^2)_l + 1,5 \cdot (GD^2)_{cs}}}{1}}$$

A formulákból kitűnik, hogy a k tényező a tengely anyagára jellemző, ha $\sigma_B = 42$ dN/mm², $k = 1$.

A k_1 tényező értéke a torziós lengési viszonyokat meghatározó tömegektől és önlengésszámtól függ. A képletben szereplő mennyiségek:

$(GD^2)_l$ - a lendkerék súlyából és átmérőjéből számított érték

$(GD^2)_{cs}$ - a hajócsavar súlyából és átmérőjéből számított érték

Ugyanaz a közbenső tengely átmérő fordulatszám-csökkentő hajtómű beépítésekor:

$$d_k' = d_k \cdot \sqrt[3]{i \cdot \eta_{red}}$$

A hajócsavar-tengely átmérőjének minimális mérete jégmentes vízben járó hajónál:

$$d_p = d_k + k_2 \cdot D \text{ [mm]}$$

$k_2 = 0,007$ védőcsőben futó tengelynél

$0,010$ védőcső nélkül közvetlenül a vízben futó tengelynél

Ugyanez a méret jeges vízben is közlekedő hajó esetén:

$$d_{pjég} = 1,05 \cdot d_p$$

A tolótengely átmérőjének minimális mérete:

$$d_t = 1,05 \cdot d_k$$

Szovjet tengeri regiszter

Jelenlegi neve orosz tengeri regiszter, és a nemzetközi szövetségekben jelen van.

A közbenső tengely átmérőjének minimális mérete állandó nyomatékú propulziós főgép esetében (gőzturbina, elektromos erőátvitel, hidrodinamikus tengelykapcsoló alkalmazása):

$$d_k = 100 \cdot \sqrt[3]{\frac{N \cdot B}{n}} \text{ [mm]}$$

N és n – a főgép teljesítménye LE-ben és fordulatszáma 1/min-ben

B – a hajó üzemi környezetétől függő tényező,

B = 0,95 kikötői hajónál

1,05 nyílt-tengeri hajónál

A dízelmotorral meghajtott tengely átmérőjéhez képest akár 30% különbség is lehet lefelé.

A szovjet regiszter által figyelembe vett anyagok a tengelyekhez

Általában a tengelyeket kovácsolt munkadarabokból forgácsolják kész méretre, ahol az anyag kristályszerkezete homogén, illetve hosszirányban nagyobb szilárdságú.

Kisebb átmérők esetében (100 mm alatt) a húzott acél a legmegfelelőbb anyag.

Bonyolultabb alakú tengelyeknél alkalmazható az acélöntvény, de a biztonsági tényezőnek megfelelő értékűnek kell lennie.

Szokásos anyagminőségek:

A 42.11 magyar gépacél, azaz A44 (CT4 szovjet minőség)

A 50.11, A50 (CT5),

mindkettőnél megfelelő a képlékenység, ridegség nem áll elő.

Olyan esetekben, amikor nagyobb szakítószilárdság kell, szükséges az anyag ötvözése a szívósságot növelő összetevőkkel.

A legnagyobb igénybevételű helyeken, ahol a szilárdság növelése és a súly csökkentése a cél (hadihajók), csőkeresztmetszetű tengelyek alkalmazása a legjobb megoldás.

4.3.4.4 A tengelyrendszer alkotóelemeinek befolyása a hatásfokra

A *tengelyrendszer hatásfoka* annál jobb, minél kevesebb alkatrészből áll, és minél rövidebb. Minél hosszabb és bonyolultabb rendszerrel állunk szemben, annál nagyobb veszteséget kell figyelembe venni a meghajtó propulziós főgép és a propulziós eszköz, vagyis a hajócsavar között (a hajócsavarra átadott teljesítmény és a hajó ellenállása illetve haladási sebessége által meghatározott hasznos teljesítmény között a hajócsavar számításánál elmondottak érvényesek). Ez lényegében azt jelenti, hogy a tengelyrendszer hatásfoka és az ideális 100%-os hatásfok különbségével növelni kell a főgép teljesítményét, hogy a hajó üzemi sebessége vagy vontatók és tolóhajók esetében a más úszótestek továbbítására fordítható szabad tolóerő biztosítható legyen.

A következő felsorolásban a szokásos teljesítmény- és fordulatszám-viszonyoknál figyelembe vehető veszteségeket tüntetjük fel a tengelyrendszer különböző elemeinél:

irányváltó hajtómű	1%
fordulatszám-csökkentő hajtómű	3%
elektromágneses tengelykapcsoló	3%
hidrodinamikus tengelykapcsoló	3%
tömítő-szelence (darabonként)	1%
tönkcső- és bakcsapágó víznél (egyenként)	1%
tönkcső- és bakcsapágó olajnál (egyenként)	0,3%
toló-csapágó, Mitchell sikló	0,1%
toló-csapágó, gördülő	1%
tartócsapágó, gördülő	0,1%
tartócsapágó, sikló	0,3%

A felsorolás szerinti számadatok jó közelítéssel alkalmazhatóak a tervezés során.

4.4 Lakóterek és üzemi terek kialakítása

A hajó olyan összetett berendezés, amely tartalmazza a feladata ellátásához alapvetően szükséges műszaki egységeket, valamint biztosítja a berendezések működését ellátó legénység megfelelő színvonalú elszállásolását. A megfelelő színvonal mindig az adott időben érvényes társadalmi és gazdasági körülményektől függött, a vitorlás hajók korában elfogadható volt a hatalmas zsúfoltság és a rendkívül alacsony higiéniai színvonal. Manapság egy óceánjáró kereskedelmi hajó legénységének szállása magasabb színvonalú az átlagos szárazföldi polgár lakóhelyénél.

A személyszállító hajók feladata utasok elszállítása egyik kikötőből a másikba, tehát ezeken a hajókon az utasok megfelelő színvonalú (amely szintén függvénye volt mindig az adott korszak viszonyainak) elszállásolásáról, étkeztetéséről és szórakoztatásáról is gondoskodni kell.

Mind a *szálláshelyek*, mind az *üzemi terek kialakítására* vonatkozóan tartalmazznak előírásokat a nemzeti osztályozóintézetek és nemzetközi konvenciók. Ezeken a követelményeken kívül az aktuális gyakorlati tervezési szempontokat és a hajó üzemeltetőjének különleges előírásait is szem előtt kell tartani a hajó elrendezési rajzainak és az építéshez használt tervrajzoknak az elkészítésekor.

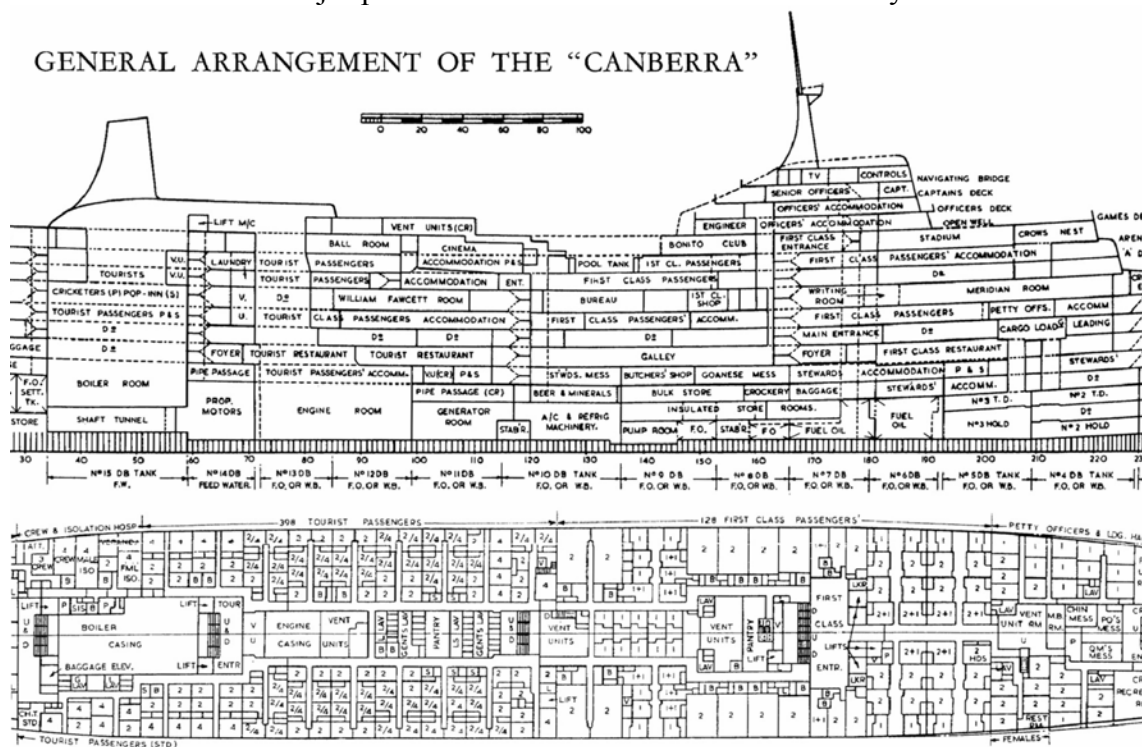
A *lakóterek és üzemi terek*, bár el vannak különítve a lehető legjobban egymástól, mégis szoros kölcsönhatásban vannak. A személyszállító hajóknál a különböző fedélzeteken kialakított terek egy része szállás, más része géptéri feladatokat lát el. A gépterek hosszan benyúlnak a lakótérnek kialakított terek alá előre és hátra egyaránt, az adott fedélzet alatt géptér van, felette az utasok számára fenntartott helyiségeket alakítanak ki. A hajó középső szimmetriatengelyénél pedig a géptereket a legfelső fedélzetig fel kell vezetni a *gépakna* formájában, amelynek feladata, hogy a gépi berendezéseket ki lehessen emelni a felette levő más funkciójú terek megzavarása nélkül. Amíg egy ilyen karbantartó művelet lezajlik, az utasok nagy része észre sem veszi, hogy nemcsak az ő kedvükért áll a hajó a kikötőben. A gépakna méretének elegendőnek kell lennie a legnagyobb berendezés egyetlen darabban való kiemeléséhez, elhelyezésénél pedig az is fontos szempont, hogy a berendezést oldalirányban lehetőleg ne kelljen mozgatni, mielőtt a darukötél az akna falától eltávolodik.

4.4.1 Lakóterek és utasok elhelyezésére szolgáló terek és helyiségek

A társadalomban bekövetkező változások az utóbbi fél évszázad során igen jelentősek voltak, nem mellékes az a tény sem, hogy a tisztán férfiakból álló legénység és a zömében férfi utazó közönség mellett a nők aránya jelentősen emelkedett mind a legénység, mind az utasok között. Ehhez járul az is, hogy az általános életszínvonal emelkedése a szárazföldön magával hozta a hajók lakótereinek fejlődési igényét. Minden egyes személyre tartoznia kell nemcsak kabinban elhelyezett szálláshelynek, hanem bizonyos arányban részesednie kell a rekreációs felszerelésekből, a konyha, szaniter helyiségek, tároló helyek, légkondicionálás, stb. területéből is. Ez mind a hajó méretét növeli meg, tehát nagyobb gépekre van szükség, több üzemanyagra, és így tovább. Ezek a szempontok a legkeményebben a hadihajók tervezőit és építőit érintik,

azonban minden más hajótípus esetében hatással vannak az eredményre.

GENERAL ARRANGEMENT OF THE "CANBERRA"

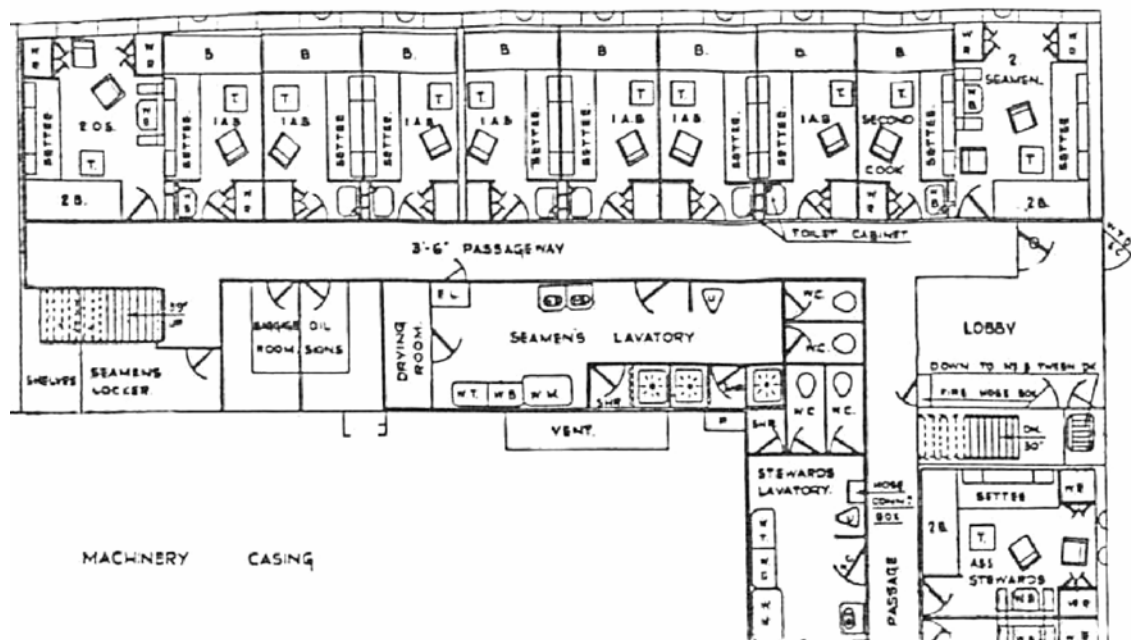


4.4.1.1 ábra A „Canberra” óceánjáró személyszállító hajó hosszmeteszetének és C (legfelső végigmenő) fedélzeti elrendezésének részlete

4.4.1.1 Lakóterekre vonatkozó általános szempontok

A hajókon a legénység és az utasok számára kialakított terek magukban foglalják általában a kabinokat, öltözőket, tisztai és legénységi szalonokat, közös fedélzeti területeket, konyhákat és kiszolgáló helyiségeket, előkészítőket, hűtőtereket, tisztai bárt, sütödét, élelmiszer tárolókat, ruhaszárító helyiségeket, étkezdéket, mosogató helyiségeket, szemétfeldolgozókat, zuhanyozókat, szaniter helyiségeket, mosodákat, esetleg mozi-helyiséget, hang- és képfeldolgozó stúdiókat, kápolnát, oktatási intézményt, könyvtárat, kikapcsolódásra alkalmas termeket, büfét, hírlapárusító helyet, borbélyt, fagyraltozót, trafikot, gyengélkedőt, fogorvosi rendelőt, és kivételes esetben fogdát. Nem minden hajón van minden ilyen helyiség. A hajó elrendezési rajzainak elkészítése megkívánja, hogy ezeket mind átgondolja a tervező, és az is elengedhetetlen, hogy a szakember tisztában legyen azzal, hogyan folyik az élet egy hajón. A legénység és az utasok nem szeretik a zajt és a szagokat, aludni sem szeretnek ott, ahol az étkezés folyik, jobban érzik magukat természetes világításnál, teljesen kiszámíthatatlanul ugyan, de kedvelik mind a magánéletet, mind a társadalmi kapcsolatokat lehetővé tevő közös helyiségeket, a fürdést és a toalett használatát egyedül szeretik rendezni, alvásuk zavartalanabb, ha nem történik mozgás ott, ahol pihennek (pl. a hálótárs szolgálatba megy vagy visszaérkezik onnan), nem is beszélve az étkezésről, az ételt megfelelő

kiszolgálással szeretik elkölteni, lehetőleg zavartalanul, senkihez sem alkalmazkodva. A tervező akkor végzett jó munkát, ha mindezt sikerült elérnie a hajó működőképességének csökkenése nélkül.



4.4.1.1.1 ábra Óceánjáró áruszállító hajó személyzeti lakótere

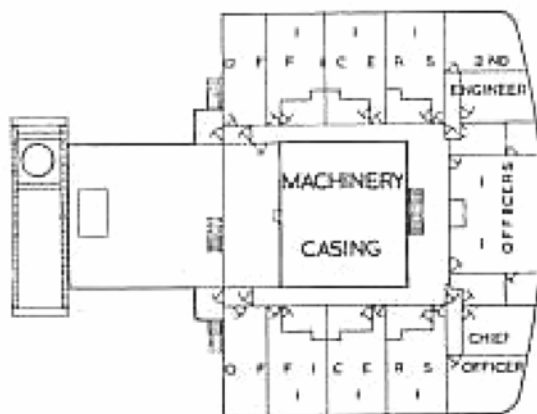
A tervezés kezdeti szakaszában a hajó minden funkciójához ki kell osztani a megfelelő területeket, hogy meg lehessen határozni a hajó főméreteit. A következő 4.4.1.1.1 táblázat *hadihajókra vonatkozóan adja meg a normákat*, ezek korrigált értéke kereskedelmi hajók esetében is elfogadható.

4.4.1.1.1 táblázat Előzetes lakótéri normaadatok hadihajóknál

	Parancsnokok	Főtisztek (WO) Tisztek (CPO)	Altisztek	Legénység
Kabinok, m ² /fő	4-8,5	4,2 WO 2,4 CPO	2,1	1,6
Öltöző, m ² /fő	2,3-2,5			
Rekreáció, m ² /fő		0,8	0,8	0,55
Étkező, m ² /fő		0,5	0,5	0,4
Fő/zuhany zuhanyozókban	1-8	1-15	1-20	1-25
Fő/mosdókagyló	1-3	1-5	1-8	1-10
Fő/WC	1-6	1-10	1-15	1-15
Fő/vizelde	1-18	1-30	1-45	1-45
Mosoda, m ² /fő	0,1-0,3			
Konyha, m ² /fő	0,1-0,4			
Büfé, m ² /fő	0,4-0,7			

A táblázatban szereplő *fejenkénti területértékek* nettó számok a vasszerkezeti merevítők között. Bruttóban számolva ez kb. 20%-ot jelent. A terek kialakítását természetesen erősen befolyásolja a rendelkezésre álló tér alakja, a számokat ezért mindig felfelé kell kerekíteni. A helyiségek elrendezése során az étkezőket és előkészítőket egymás mellett kell elhelyezni, ahol az önkiszolgáláshoz elegendő közlekedési utat kell biztosítani. Mind a hűtött, mind a száraz tároló helyiségekhez biztosítani kell a kellő hozzáfutást nemcsak a napi forgalomban, hanem a feltöltéshez is, szükség esetén lifteket is be kell építeni.

OFFICERS DECK



4.4.1.1.2 ábra Áruszállító hajó tiszti lakótere

A hadihajókon utazó személyzet nagyságrendekkel nagyobb, mint a kereskedelmi hajókon szolgálatot teljesítő tengerészek száma (kivéve a személyszállító hajókat), ezért a táblázat adatait megfontolással kell alkalmazni. Pl. egy nagy repülőgép hordozón 3-4.000 fő utazik, egy 5.000 tonnás romboló legénysége 500 fő körüli, ugyanakkor egy 200.000 tonna

olaj befogadására szolgáló tankhajón 30-nál kevesebb tengerész szolgál. A *legénységi lakótérre vonatkozó normák* ezért a kereskedelmi hajókon nagyobbak, a minimális színvonalat azonban a hajó regisztrációs nemzetiségének megfelelő ország törvényei szabják meg.

A kereskedelmi hajóknál elsősorban a következő szempontokat kell figyelembe venni.

- *Fedélzeti és géptéri tisztek.* Egy- vagy kétágyas kabin illeti meg őket. Tiszti fürdő káddal vagy zuhanyozóval és mosdókagylóval hat személyenként. Külön tiszti étkező, a dohányzás az érvényes szabályozás szerint engedhető meg.
- *Alacsonyabb rangú tisztek.* A tisztekkel megegyező kabin és mosdó normák. Külön étkező, fejenként 1 m².
- *Gépszemélyzet.* A legénység többi részétől elkülönített alvási és étkezési lehetőség. Fürdő-feltételek a tisztekével azonosak. Az *ILC (nemzetközi munkaügyi bizottság)* a következő minimális padlófelületet ajánlja személyenként az alváshoz használt kabinok esetében:
 - 3,75 m² 1.000-3.000 tonna vízkiszorításnál,
 - 4,25 m² 3.000-10.000 tonna vízkiszorításnál,
 - 4,75 m² 10.000 tonna vízkiszorítás felett.Amennyiben különböző fokozatú személyek osztoznak egy helyiségen, 1 m²-rel csökkenthető a norma.
- *Fedélzeti személyzet.* A gépszemélyzetnek megfelelő normákat kell alkalmazni. Fürdő-feltételek a tisztekével azonosak. Közös dohányzó helyiség gép- és fedélzeti személyzetnek.

A mosodai berendezéseket el kell látni szárító és vasaló felszerelésekkel is. A teljes lakótérnek a nyári merülés-vonal felett kell elhelyezkednie. Természetes világítást kell kapnia, de szellőzést, mesterséges világítást és gyengélkedőt is kell biztosítani. Az utasokat a személyzettől teljesen el kell különíteni.

4.4.1.2 Lakó- és utasterek kialakítására vonatkozó osztályozó intézeti elvek

A nemzeti osztályozó intézetek és a nemzetközi egyezmények ezeken kívül megfogalmazznak néhány alapvető elvet arra nézve, hogyan kell kialakítani a lakótereket és az utasok számára szolgáló szállásokat. Ezek az elvek gyakran kiterjednek a munkahelyi körülményekre is.

4.4.1.2.1 Lakó- és szolgálati terek kialakítása

A légénységi tereknek olyannak kell lenniük, amely biztosítani tudja, hogy munkájuk ellátása közben a személyzet tagjainak a lehető legkisebb megterhelést kell elviselniük. Szolgálati helyén a személyzet minden tagjának rendelkeznie kell olyan saját biometria méreteihez beállítható üléssel, amely ebben a helyzetben rögzíthető.

Az üléseknek elég szilárdaknak kell lenniük ahhoz, hogy a hajó mozgásával járó gyorsulási erőket elviseljék.

A kormány kezelőjének megfelelő kilátást kell biztosítani, az ablaknak biztonsági üvegből kell lennie, hogy törés esetén a kormányos ne sérüljön meg. A látásmezőnek legalább 210°-nak kell lennie a vízszintes síkban, és jobboldalon a hajó hossz-szimmetria síkjára merőlegesen legalább 30°-kal hátrafelé is ki kell tudni látni.

Amennyiben ehhez segédeszközöket kell igénybe venni (pl. kihelyezett kamerák), azok jegesedését és bepárasodását meg kell előzni megfelelő eszközzel, és energiaellátásukat legalább két független forrásnak kell biztosítania.

A lakó- és szolgálati helyiségek szellőzésének elegendőnek kell lennie legalább 4,7 liter/sec levegő szállítására személyenként, vagy legalább 3 teljes légcserét kell biztosítani a helyiségben óránként. A levegő hőmérsékletét 18 és 25°C között kell tartani minden időjárási körülmények között. A szellőztetés nem kelthet huzathatást.

A légénységi lakó- és szolgálati helyeket úgy kell tudni megközelíteni, hogy mások (pl. utasok) szálláshelyén ne kelljen áthaladni. Minden szolgálati helyet normál és vészkijárással kell ellátni.

A vezérlőszervek és ellenőrző műszerek nem okozhatnak káros fénykibocsátást vagy visszaverődést. A vezérlőszervek és műszerek világításának mennie kell a normál és a vészvilágítási rendszerről egyaránt, és szabályozhatónak kell lennie.

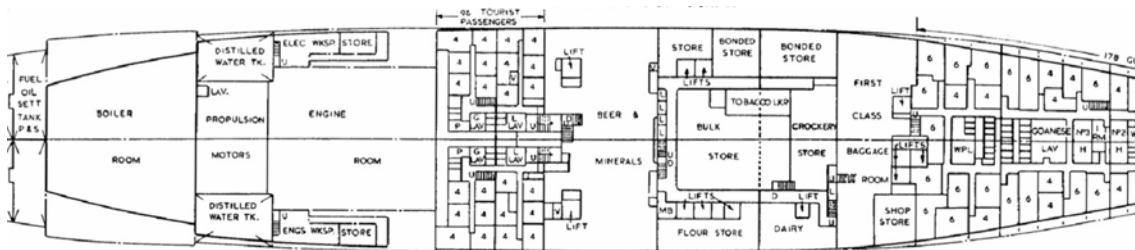
A szolgálati helyeket el kell látni mentőmellényekkel, jelzőlámpával, kézi tűzoltó készülékkel, rádió adó-vevő készülékkel.

A nyitható ablakok nem okozhatják a berendezés esővel vagy a felverődő tengervízzel való eláztatását.

Ezek a követelmények kisebb hajók esetében könnyíthetőek.

4.4.1.2.2 Utasok számára szolgáló szállásterek kialakítása

Azokat a kabinokat és közös helyiségeket, ahol utasok vannak elhelyezve vagy oda bejuthatnak, elegendő szélességű közlekedési lehetőséggel kell ellátni, hogy az utasoknak szabad útjuk legyen vészhelyzetben.



4.4.1.2.2.1 ábra A „Canberra” óceánjáró személyszállító hajó G (főfedélzet alatti) fedélzeti elrendezésének részlete

Az utasok számára szolgáló helyiségek szellőztetésére ugyanazok a normák vonatkoznak, mint a légénységi terekére. A toalettek szellőztetésénél azonban 16,5 liter/sec levegő bejuttatása kötelező fejenként, vagy óránként 10 teljes légcseré az egész helyiségben.

Az utasok elhelyezésére szolgáló helyiségeket állandó világítással kell ellátni. Vészhelyzetben és a normál energiaellátás kimaradása esetén a vészvilágításnak automatikusan be kell kapcsolódnia, hogy a közlekedést, kijáratokat és a toaletteket meg lehessen találni.

Az utasok védelme érdekében ezeken a tereken nem haladhat keresztül elektromos vagy nyomás alatti vezetékek, valamint forgó szerkezet, amennyiben nincs kellően védve burkolattal. Ugyanez vonatkozik olyan felszerelésekre vagy berendezésekre elhelyezésére, amelyek a hajó normál üzemé alatt a légénység kezelését igénylik.

Az utastereket hangos és egyéb figyelmeztetéssel kell ellátni arra az esetre, ha az utasoknak el kell foglalniuk a helyüket biztonsági okokból. Az utasok kapaszkodását elősegítő megfelelő magasságú vízszintes vagy egymástól legfeljebb 1,25 m távolságra levő függőleges rudakat kell elhelyezni.

Az utastéri ablakoknak is biztonsági üvegből kell készülniük, elhelyezésüknél pedig a külső környezet az irányadó.

Utas-ülések elhelyezése esetén azok kivételének biztosítania kell, hogy a hajó mozgásától származó erők az utasokat nem veszélyeztetik, amellet konstrukciójuknak is megfelelőnek kell lennie (éles sarkok nélkül, stb.). Az összecusukható üléseknek mind nyitott, mind zárt állapotban rögzíthetőnek kell lenniük. Rögzített állapotban nem akadályozhatják, hogy az utas kiszálljon. Elhelyezésük nem akadályozhatja a többi személy mozgását.

Ha az ülések a mentőmellények tárolására is szolgálnak, nem tehetnek kárt a mentőmellényekben semmi körülmények között, és a mentőmellény könnyű kivételét nem akadályozhatják.

A szolgálati helyiségekhez hasonlóan az utasok elhelyezésére szolgáló helyiségeket is legalább két kijáratot kell ellátni, egyik a normál, másik a vészkiárat. A kijáratok számát a személyek száma határozza meg, akik ott tartózkodhatnak.

A kijáratok céljára szolgáló ajtóknak kifelé kell nyílniuk, illetve levehetőnek kell lenniük. Az ilyen ajtóknak mind nyitott, mind zárt állapotban rögzíthetőnek kell lenniük. A nyitás, zárás rögzítés módjának nyilvánvalónak kell lennie, esetleg utasítást kell elhelyezni ezeket illetően, és mind belülről, mind kívülről működtethetőnek kell lenniük. Ezek a műveletek nem igényelhetnek túlzott erőfeszítést. A nyitott állapotban való rögzítésnél legfeljebb 100 km/h sebességű szelet kell figyelembe venni.

Az ajtóknak vízmenteseknek kell lenniük, amelyet tömítés biztosít.

A kijáratokat sem belül, sem kívül nem szabad eltorlaszolni. A normál kijáratoknál mindkét oldalt elegendő helyet kell hagyni, hogy a légénység segíthessen az utasoknak. A külső oldalon elég helynek kell lenni ahhoz, hogy *mentőtutajokba* be lehessen szállni vészhelyzetben. A normál kijáratok minimális mérete 0,76 m szélesség és 1,75 m magasság, küszöbmagasság maximálisan 0,2 m, szintkülönbségnél legfeljebb 0,3 m. A vészkijáratokat mindkét oldalról nyithatóra kell kialakítani, és mindkét oldalon jelezni kell, hogy ott vészkijárat van. A vészkijárat minimális mérete 0,66x0,66 m. A *személyszállító hajókon* előírás, hogy legalább két különböző *menekülési útvonal* legyen minden utas számára. Ezek minimális szélessége 0,51 m 0,66 m magasság alatt, efelett legalább 0,66 m. Minimális magasság 1,5 m.

A kijáratokat, lépcsőket és ajtókat a menekülési útvonalon el kell látni biztonságos kapaszkodókkal, a járófelület pedig nem lehet síkos. Ugyanez vonatkozik a szállásokon kívül minden menekülési útvonalra, amely a mentőtutajok beszállóhelyéhez vezet.

A menekülési útvonalaknak lehetőség szerint el kerülniük a tűzveszélyes övezeteket.

Ahol az utasteret a légénységnek nem kell rendszeresen látogatnia, ott a belső bejáratoknak a fenti méretek szerintinek kell lenniük.

A 25 főnél több utas számára szolgáló utasterekben biztosítani kell, hogy egy vagy több fő a légénységből felügyeletet adjon, számukra helyet kell biztosítani. A felügyelők száma az elrendezéstől és az utasok számától, illetve a vészhelyzetben esedékes menekülés rendjétől függ.

A tervezőnek minden utas-helyhez számításba kell venni legalább egy mentőmellényt. Ezen kívül a személyzet számára elérhetővé kell tenni a következő többletmellényeket:

1. gyermekek számára használható mentőmellények, amelyek száma legalább 10%-a az utaslétszám alapján számolható darabszámnak,
2. normál mentőmellények, amelyek száma legalább 5% annak, ahány személy a hajón maximálisan tartózkodhat.

Ha a mentőmellények tárolási helye nem közvetlenül hozzáférhető az utasok számára, azok helyét világosan meg kell jelölni, és gondoskodni kell a jelzés megvilágításáról vészhelyzetben is.

Az utasok számára fenntartott helyeket világosan és érthetően meg kell jelölni mind a hivatalos nyelven, mint piktogramok segítségével, amelyek jelzik:

1. a mentőmellények és a mentőfelszerelések helyét,
2. az összes kijárat elhelyezését,
3. a kijáratokat érintő minden különleges utasítást.

Mentési tervet kell készíteni a tervezőnek már a hajó tervezésének korábbi szakaszában a teljes utaslétszámhoz és az egész légénységhez.

Az utasok csomagjainak vagy a rakományok fenntartott terekben nem szabad elhelyezni vagy azon átvezetni a következőket:

- vezérlő szerkezetek,
- mentőfelszerelés,
- elektromos berendezés,
- magas hőmérsékletű tárgyak,
- csővezetékek vagy tartályok lobbanásveszélyes vagy nyomás alatti folyadékokhoz.

Kivétel, ha azokat kellően védik a sérüléstől, és nem igényelnek kezelést a hajó üzeme alatt.

Az ilyen terekben elhelyezett csomagok vagy rakomány elmozdulását megfelelő eszközökkel meg kell akadályozni. Az ilyen tereket meg kell jelölni világos és érthető utasításokkal, nyílásaikat el kell látni kívülről zárható zárral, és ezeknek vízállónak kell lenniük.

4.4.2 A hajó üzeméhez szükséges terek

A hajó működését biztosító fő- és segédüzem, rendszerek, stb. gépeit és berendezéseit főként a hajótestben helyezik el, vannak azonban olyan berendezések, amelyeknek a fedélzeten vagy esetleg valamelyik felső fedélzeten kell lenniük ahhoz, hogy használhatóak legyenek. Ilyen pl. az orr- és far-horgonycsörlő, a rakodó-berendezések gépei vagy vontatón a vontatócsörlő. Az utóbbiakat olyan konstrukciójára tervezik, hogy elviseljék a külső körülményeket, a fedélzet alatt elhelyezett gépek azonban a géptereknek nevezett *üzemi terekbe* kerülnek.

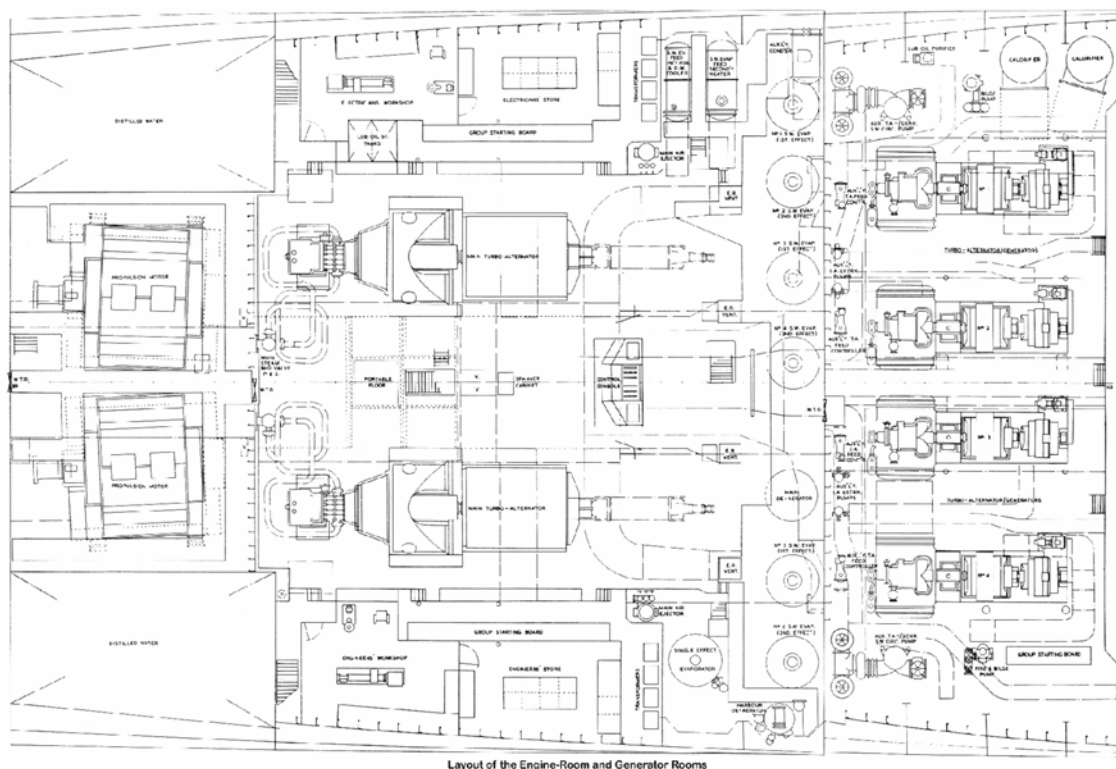
4.4.2.1 Fő- és segéd-géptér

A legtöbb kereskedelmi áruszállító hajón egyetlen gépteret alakítanak ki. Ebben helyezik el a hajó meghajtására szolgáló főgépet vagy főgépeket, a segédgépeket az áramfejlesztő generátorokkal, az előzőekhez tartozó segédberendezéseket (mint pl. a légtartályok), a főgépekhez és más célra felhasznált nagynyomású levegőt előállító kompresszorokat, a különböző üzemi és segéd csőrendszerek szivattyúit, az elektromos kapcsolótáblát, valamint a hajó ellátórendszereinek berendezéseit, pl. az ivóvíz és tengervíz hidrofórok. Ezeknek a gépeknek a helyétől függően lehet elrendezni a csőrendszereket és az elektromos vezetékek hálózatát, illetve a hajótest részeként vagy külön berendezésként kialakított tankokat és tartályokat.

A *géptér helyének kijelölése* a hajón nagyon sok tényezőtől függ, a 3. fejezetben a hajótípusok vizsgálata során láthattuk, hogy a géptér helyét leginkább a hajó funkciója határozza meg. A tervezés korai szakaszában a hajó tereinek kiosztása megtörténik, és az általános elrendezési rajzon kis léptékben a *géptér elrendezése* is látható. Ez az elrendezés azonban módosulhat a tervezés későbbi fázisaiban.

A géptér elrendezésének megtervezése során a három legfontosabb körülmény, vagyis a három olyan párhuzamosan végzett tervezési munka, amely leginkább meghatározza a fő- és segédgépek illetve az azok kiszolgálására szolgáló szivattyúk, tartályok, stb. elhelyezésének lehetőségeit:

- a vonalterv,
- a hajótest acélszerkezeti rajza és
- a hajó hajtására szolgáló propulziós berendezés összeállítási rajza.



4.4.2.1.1 ábra A „Canberra” óceánjáró személyszállító hajó fő- és segéd-gépterének alaprajza

Ezen kívül beleszólhat még a berendezések helyének meghatározásához a hajó súlyszámítása, mivel a gépek az üres hajó súlyának tekintélyes részét kiteszik, tehát gyakran van szükség arra, hogy az előzetes általános elrendezési rajz alapján végzett súlyszámítás kedvezőtlen eredményei miatt a gépek helyét korrigálni kell a rendszersúlypont elmozdítása érdekében. Egy meglevő kereskedelmi hajó átépítésekor előfordulhat, hogy a korábbi főgép (pl. gőzgép és kazánok) sokkal súlyosabbak voltak, mint a modern berendezések, amelyek azok helyére kerülnek. A géptér változatlan helye és elrendezése esetén a hajó névleges terhelése mellett orrtrimmel úszna. A rendszersúlypont hátrafelé történő elmozdításával lehet ezt elhárítani, de ehhez a géptéri berendezést a súlypont szükséges elmozdításának többszörösével kell a far felé áthelyezni. Tehát a leghátsó raktér hátsó vízmentes válaszfalát (feltéve, hogy a lékesedési számítás ezt lehetővé teszi), amelyhez a gépek cseréje miatt egyébként nem kellett volna hozzányúlni, szintén hátrafelé kell áthelyezni, vagy testtankot kialakítani egy új válaszfal beépítésével. Mivel a korszerű gépek súlyegységre vetített teljesítménye általában jobb a régieknél, azon kívül méreteik is kedvezőbbek, egy ilyen változtatás lehetséges, természetesen az osztályozó intézet sokkal mélyebben szól bele a munkába, mint egyébként.

Az osztályozó intézetek a gépterek kialakításánál meglehetősen sok követelményt állítanak fel, ezek figyelembe vétele kötelező.

Főüzem

A főgépeket úgy kell telepíteni, hogy kezelésük és kiszolgálásuk zavartalan lehessen. Az osztályozó intézethez az építési munka jóváhagyásához a tervezőnek minden olyan tervrajzot és adatot be kell nyújtania, amely a főgép tervezésével, gyártásával és próbáival kapcsolatban van, illetve azokat is, amelyek a gép korábbi változatait érintik. A korábbi változatok bizonylatait is be kell nyújtani..

A beépítendő gép és az esetleges fordulatszám csökkentő hajtómű konstrukciójának ki kell zárnia a teljesítmény ingadozásokat és a hajótestre átadandó túlzott rezgéseket, amelyek bármilyen berendezésben vagy a hajótestben károkat okozhatnak.

A főgép kiszolgálásához szükséges levegő, üzemanyag, olaj és hűtőanyag rendszereknek biztosítaniuk kell, hogy sem a környezetnek, sem magának a hajónak vagy a gépnek semmilyen kárt sem okoznak. Amennyiben több főgép kerül beépítésre, gondoskodni kell arról, hogy az egyes egységek egymástól függetlenek legyenek, így helyettesíthessék egymást üzemzavar esetén.

A gépeknek rendelkezniük kell a megfelelő műszerekkel és jelzőkészülékekkel, pl. fordulatszám-mérővel, olajnyomás és hőmérsékletjelzővel, stb. A jelzéseknek minden olyan helyen észlelhetőeknek kell lenniük, ahonnan a gépeket irányítják (géptér, kormányállás, stb.). A jelzőberendezéseknek a határértékek túllépése esetén működésbe kell lépniük, illetve abban az esetben, ha arra szükség van komolyabb kár megelőzése érdekében, le kell állítaniuk a gépeket. Kivétel csak olyankor van, ha a gépek leállítása még komolyabb veszélyhelyzetet teremt a hajó irányíthatóságának megszűnése miatt. A hibák okát a veszély elmúltával minden esetben ki kell vizsgálni.

A gyorsan forgó alkatrészeket (pl. turbófeltöltő) különleges védelemmel kell ellátni. A gépterek különleges tűzvédelmi övezetnek minősülnek. A forró vagy maró-mérgező gázok és folyadékok vezetését olyanra kell kialakítani, hogy se a legénységre, se az utasokra nézve ne képezzenek veszélyt. Ahol a kipufogó csővezeték áthalad a hajó acélszerkezetén, megfelelő szigetelést és védőburkolatot kell kialakítani. Nem fordulhat elő, hogy a kipufogó csővezeték hibája a gépek vagy a hajó irányítását lehetetlenné tegye, illetve, hogy a káros gáz bejuthasson a hajóba. A kipufogó csővezetékek minimális magassága a hajó teljes terheléséhez tartozó nyári merülés-vonal felett legalább 76 mm.

Figyelmet kell fordítani arra, hogy a főgép semmilyen körülmények között se tudjon tengervizet beszívni, ami komoly korróziót okozhat.

A *főgépek* és az őket kiszolgáló berendezések *alapozásánál* olyan konstrukciós megoldásokat kell alkalmazni, amelyek megakadályozzák azok elmozdulását a hajó üzeméből és kisebb havariákból (megfeneklés, durva kikötés) eredő erőhatások miatt.

A főgépek terét megfelelő hatékonyságú szellőzéssel kell minden mérgező, rossz szagú és lobbanásveszélyes gáztól és párától mentesen tartani. A szellőzésnek meg kell felelni a különleges tűzveszélyességi övezet előírásainak.

Azokban a *gépterekben*, ahol a hajó üzeme közben kezelő személyzet tartózkodik, a lehető legalacsonyabb *zajszintet* kell biztosítani, valamint el kell látni az embereket olyan kommunikációs eszközökkel, amelyekkel a gépek irányítását végző kezelőhely személyzetével érintkezhetnek.

Amennyiben dízelmotoros főüzem van, az üzemanyag befecskendező csöveknek kettős falúaknak kell lenniük, hogy a cső törése esetén a kifröccsenő olaj ne kerülhessen ki, és megfelelő csepegtető tartályba kell elvezetni, amelynek szintjelzőjétől érkező jelet le kell tudni olvasni a gépet kezelő szolgálati helyről.

A 200 mm-nél nagyobb hengerátmérőjű vagy 0,6 m³-nél nagyobb forgattyúház űrtartalmú dízelmotoroknál fel kell szerelni *kartergáz robbanás elleni tehermentesítő szelepeket*, amelyek berobbanás ellen megvédik a személyzetet.

Az osztályozó intézetek megkövetelik a főgépek indítására szolgáló levegőrendszerek terveinek benyújtását elsősorban tűzvédelmi okokból.

A főgépek kenési és hűtési rendszerének működőképesnek kell lenniük akkor is, ha vészhelyzet áll elő. A *főgéphez kapcsolt csőrendszereket* úgy kell kialakítani, hogy csőtörés esetén a folyadékok olyan tankba vagy tartályba kerüljenek, amelynek automatikus szintjelzője a gépeket vagy a hajót irányító szolgálati helyen jelez.

A főgépek vezérlésére szolgáló szolgálati helyről a gépek üzemi jellemzőit tudni kell szabályozni a jóváhagyott értéktartományban. A *főgépek leállításához* legalább két lehetőséget kell biztosítani, ezek egyike lehet a vészleállítás. A vészleállítás működésbe hozásának minden negatív hatásáról a kezelőket tájékoztatni kell.

A főgépek indításához használt rendszernek legalább 3 egymás utáni indítási kísérletet el kell tudni látni anélkül, hogy a használt segédanyag (pl. levegő) feltöltésére lenne szükség. Ha az indításhoz szükség van ilyen segédanyagra, biztosítani kell, hogy a főgép beindítása után a feltöltésre szolgáló berendezést a főgép üzemeltesse (tengelykompresszor).

Az indítórendszernek működőképesnek kell maradnia a normál elektromos hálózat kiesése esetén is.

Az osztályozó intézetek előírásai között előfordulhat olyan is, amely a hajócsavarra vonatkozik, amely ugyan nem része a főgépnek, de a főgép annak meghajtására szolgál. Követelmény például, hogy a hajócsavarok a hajó felülnézeti körvonalán belül helyezkedjenek el. Ennek értelme leginkább az, hogy kikötésnél vagy egymás mellé csatolt hajók esetében megakadályozza, hogy a hajócsavar idegen tárgyba ütközhessen. További követelmény, hogy a hajócsavarnak a névleges fordulatszám 120%-át ki kell bírnia legalább 30 másodpercig. Amennyiben a hajócsavar egy meglévő konstrukció módosításának eredménye, a módosítás minden részletét be kell nyújtani az osztályozó intézetnek.

Az osztályozó intézetek előírásokat adnak a fordulatszám csökkentő hajtóművekre is. A konstrukciót ugyanolyan részletességgel be kell nyújtani, mint a főgépét, mert a hajtómű a főüzem integráns része.

Szintén a főüzem részeként tekintenek a tengelyrendszerre is, egyik követelmény például, hogy a tengelyrendszer önlengésszámának első felharmonikusa a hajócsavar maximális fordulatszámának legalább 110%-a legyen.

A fordulatszám csökkentő hajtóműveket megfelelő burkolattal kell ellátni a személyzet védelme érdekében. Hajtóművek egyetlen alkatrésze sem helyezhető el vagy vezethető át olyan tereken, amelyekben rendszeresen tartózkodnak a legénység tagjai vagy az utasok. Ezeknek a berendezéseknek a próbáit az intézetek ugyanolyan szigorú előírások szerint követelik meg, mint a főgépekét.

A tengelyeknél alkalmazott *tengelykapcsolók konstrukciójának* olyannak kell lennie, amely normál üzemben nem okoz a tengelyekben túlzottan magas feszültségeket, és oldható szerkezeteknél olyan biztonsági eszközöket kell alkalmazni, amelyek a helytelen működtetésnél is megakadályozzák ezt.

A kenőrendszerre a hajtóműveknél ugyanazok a szigorú előírások érvényesek, mint a főgépnél.

Az osztályozó intézetek előírásai a *főüzem próbáira* is részletes követelményeket tartalmaznak, amelyeket mind a berendezés átadásakor, mind pedig a hajóba beépítve el kell végezni. A próbák között kell lenni többek között a következőknek:

1. a főgép és a teljes propulziós hajtólánc próbái az összes lehetséges üzemállapotban,
2. hűtő- és szellőztető rendszerek ellenőrzése és próbái,
3. a propulziós hajtólánc egységeinél a szabad mozgás ellenőrzése,
4. a jelző-, riasztó és védőberendezések működésének ellenőrzése, beleértve a főgép vészleállítását is.

Segédgépek

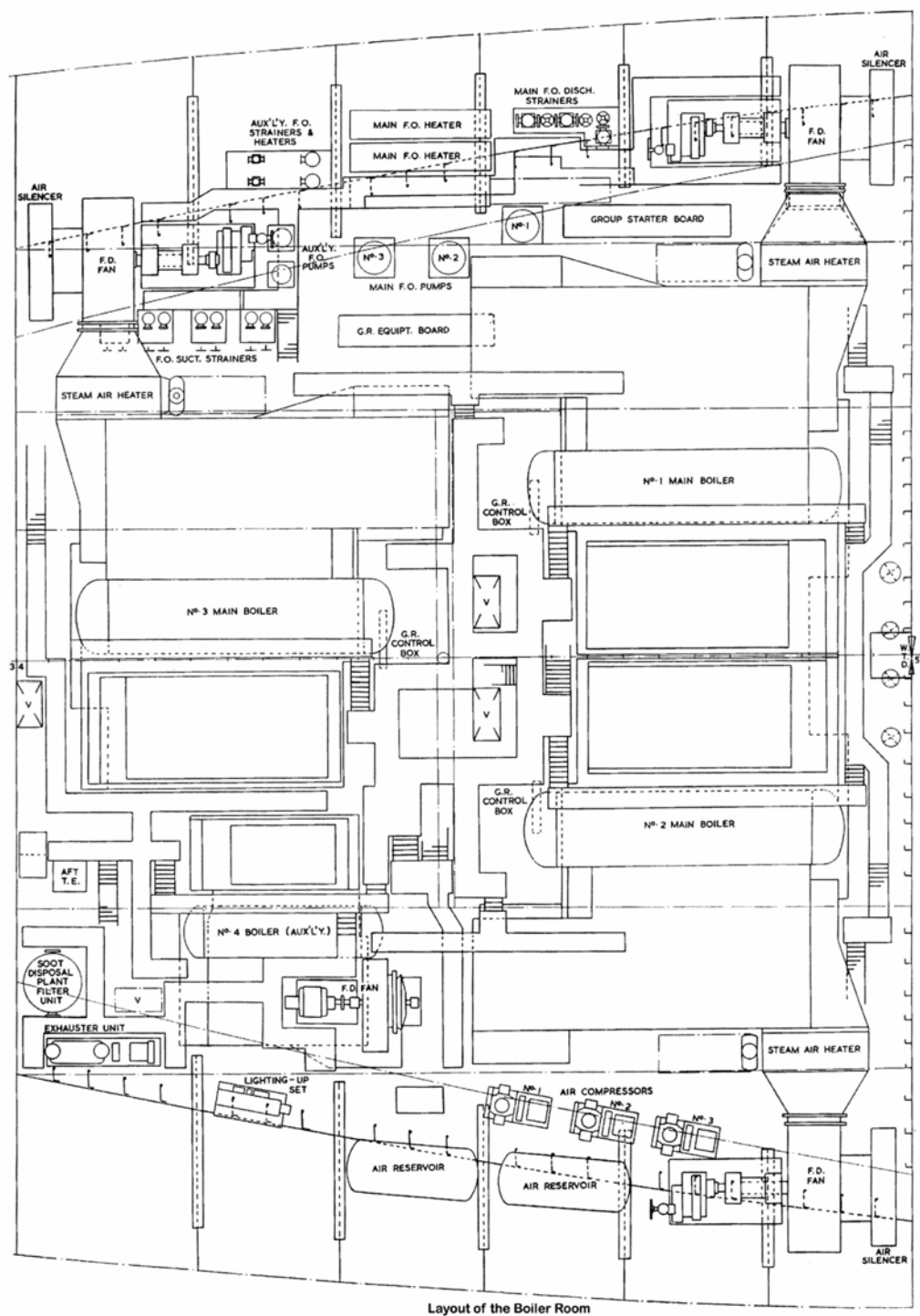
A *segédgépek konstrukciójával és telepítésével*, valamint próbáival kapcsolatos osztályozó intézeti előírások lényegében ugyanolyan szigorúak, mint a főüzemnél.

Ennek magyarázata az, hogy gyakran a segédgépek üzemképességétől függ, hogy a főüzem egyáltalán beindítható vagy üzemben tartható legyen, bár a főüzemre vonatkozó követelmények ezt igyekeznek megakadályozni.

Ezek között a követelmények között van a gépek leszakadásának megelőzésére vonatkozó előírás a hajó üzemszerű és kisebb havariái esetén, de feltétel az is, hogy amennyiben több segédgép van a hajón, azoknak tudni kell együtt és külön-külön üzemben lenni. Ugyanígy követelmény az is, hogy vészhelyzetben is indíthatónak kell lenniük. A tűzveszélyességi övezetre és a kipufogórendszer kialakítására vonatkozó követelmények megfelelnek a főüzemi előírásoknak.

4.4.2.2 Kazántér

A kisebb kereskedelmi hajókon a *kazán* szinte kizárólag a lakó- és üzemi terek fűtésére és a személyzet melegvíz igényének kielégítésére szolgál. Az ilyen kazánokat a szárazföldi létesítményekhez hasonlóan ott helyezik el, ahonnan a csőrendszer a legcélszerűbben alakítható ki, ezért ezeket ritkán telepítik a hajótestbe, inkább közvetlenül a lakótér mellett alakítanak ki kisebb helyiséget a kazánnak. Mivel azonban a kazánra is komoly követelményeket szabnak az osztályozó intézetek, emellett a kazán füstcsöve a kipufogó vezetékekkel azonos elbírálás alá esik, ennek a térnek a gépterekkel azonos kivitelűnek kell lennie.



4.4.2.2.1 ábra A „Canberra” óceánjáró személyszállító hajó kazánterének alaprajza

A nagyobb kereskedelmi hajóknál, ahol a főgép nem belsőégésű motor, hanem gőzturbina, illetve személyszállító hajókon, ahol a fűtés és melegvíz ellátás sokkal nagyobb fontossággal bír, a kazánok számára a hajótestben kell helyet találni, a

kazántér mindenben azonos előírásoknak kell, hogy megfeleljen, mint a fő- és segéd-géptér.

4.4.2.3 Kormány-géptér

A fedélzeti gépek fejezetében szó volt a kormánymozgató berendezésekről. Ezeket a farkamra felett kialakított *kormány-géptérben* helyezik el, amelynek mellső fala egybeesik általában a farkamra mellső falával, illetőleg far-gépteres hajónál a géptér hátsó válaszfalával. A kormány-géptér megközelítése általában nem lépcsőn, hanem fedélzeti búvó-nyíláson át a válaszfalon levő hágcsó segítségével történik, azonban, mivel biztosítani kell a kormány működtetését a helyszínről is, a szolgálati helyekre vonatkozó előírások vonatkoznak rá (normál- és vészvilágítás, szellőztetés, stb.).

4.4.2.4 Szivattyúter

Nagyobb hajókon a fenékvíz csőrendszer és a tűzoltórendszer szivattyúja nem a fő- és segéd-géptérben, hanem külön *szivattyúterben* van elhelyezve. A tankhajókon, ahol a rakománykezelő csőrendszer még az előbb említett rendszereknél is bonyolultabb, szinte mindig találunk külön szivattyúteret, amelyet a legtöbb osztályozó intézet megkövetel. Ebben a vonatkozásban azonban jelentős különbségek vannak az egyes nemzeti osztályozó intézetek között.

5 Hajóépítési szabályzatok

A hajóépítés olyan célirányos tevékenység, amelyhez sok különböző tudományághoz tartozó szakember összehangolt munkája szükséges, és ezért az egyes szakmák legjobb szakembereit találjuk ezen a területen. Emellett arra is szükség van, hogy a világ különböző helyein eltérő gyakorlat szerint épített hajók közös jellemzőik alapján rendszerbe foglalhatóak és összehasonlíthatóak legyenek, és minősíteni lehessen őket. Szükség van ezért olyan helyi, nemzeti és nemzetközi irányvonalakra, amelyek ezeket a tevékenységeket szabályozzák.

5.1 Nemzeti és nemzetközi szabványok

Az iparági szabványok voltak az elsők, amelyek előírásokat tartalmaztak a hajóépítés felszereléseinek anyagára és konstrukciójára vonatkozóan. A 20. század közepére ezeket többnyire nemzeti szabványokká tették, majd a nemzeti szabványok alapján az ISA, majd az *ISO (nemzetközi szabványosítási szövetség* ill. nemzetközi szabványosítási szervezet) elkezdte kidolgozni a nemzetközileg elfogadott szabványokat, a hajóépítés területén is megszülettek az ilyen szabályozó dokumentumok. Jelenleg a folyamat már megfordult, a nemzetközi szabványokat honosítják az egyes országok, ahol a szabvány jelölése tartalmazza a nemzeti és az ISO jelölést egyaránt, a szám azonban változatlan. Az *ISO TC 8 bizottsága* (Ships and marine technology) foglalkozik a hajókat és hajózást érintő szabványok kidolgozásával. A bizottság hatásköre a tervezés, építés, szerkezeti elemek, illetve a hajóépítésben alkalmazott felszerelések, berendezések, módszerek és eljárások és hajózási környezeti témák szabványosítása, valamint a hajók üzemeltetésére vonatkozó előírások kidolgozása, beleértve a tengeri és belvízi hajókat, part-menti (offshore) szerkezeteket, a hajók és a part közötti összeköttetést szolgáló (interface) eszközöket és az IMO (nemzetközi hajózási szervezet) előírásai alá tartozó minden hajózási szerkezetet.

A TC 8 bizottság albizottságai:

TC 8/AG	Advisory Group (tanácsadó csoport)
TC 8/WG 1	Ship Recycling (hajók újrahasznosítása)
TC 8/SC 1	Lifesaving and fire protection (életmentés és tűzvédelem)
TC 8/SC 2	Marine environment protection (hajózási környezetvédelem)
TC 8/SC 3	Piping and machinery (csőrendszerek és gépberendezések)
TC 8/SC 4	Outfitting and deck machinery (felszerelések és fedélzeti gépek)
TC 8/SC 6	Navigation and ship operations (navigáció és hajó-üzemeltetés)
TC 8/SC 8	Ship design (hajótervezés)
TC 8/SC 11	Intermodal, inland navigation and short sea shipping (kombinált, belvízi és part-menti hajózás)
TC 8/SC 12	Ships and marine technology - Large yachts (nagy jachtok)

A két leggyakrabban használt szabvány:

ISO 15016:2002, Ships and marine technology - Guidelines for the assessment of speed and power performance by analysis of speed trial data (hajók és hajózási technika –

irányelvek a sebesség és teljesítmény meghatározásához a sebességmérő próbák elemzésével)

BS ISO 30000:2009, Ships and marine technology. Ship recycling management systems. Specifications for management systems for safe and environmentally sound ship recycling facilities (hajók és hajózási technika – hajók újrahasznosítására szolgáló irányítási rendszerek; biztonságos és környezetvédelmi szempontból megbízható hajó újrahasznosító üzemek irányítási rendszereinek specifikációi).

A szabványok gyakorlatilag kiterjednek a hajóépítés és hajózás minden területére, és azok betartása garantálni tudja annak a célnak az elérését, hogy egységes gyártmány és gyártásszemlélet érvényesüljön, és a hajók és hajózás biztonsága megfelelő színvonalon álljon.

A szabványok betartását azonban semmi sem kényszeríti rá a hajóépítő és hajózási tevékenységet folytató szereplőkre, ezért szükség van arra, hogy legyenek olyan intézmények, amelyek megfelelő tekintéllyel rendelkeznek ahhoz, hogy az előírások ki legyenek elégítve. Ezek az osztályozó intézetek, amelyek védőernyője nélkül egyetlen hajóépítő vagy üzemeltető sem képes megfelelni a piac kihívásainak.

5.2 Osztályozó intézetek előírásai

A vitorlás korszak csúcsán, a 19. század közepén vált elengedhetetlenül szükségessé, hogy az óceánokat járó hajók konstrukciója szabályozva legyen, amely lehetőséget teremtett a hajókatasztrófák számának csökkentésére.

Történeti vonatkozások. A legelső olyan intézmény, amely magára vállalta a hajóépítés és üzemeltetés alapvető követelményeinek írásba foglalását, egy angol magán cég volt, a *Lloyd's Register of Shipping*. Nevét egy 17. századi londoni kávéháznak köszönheti, ahol összegyűltek a kereskedők, hajófuvar alkuszok (aláírók) és más olyanok, akiknek valami köze volt a hajózáshoz. Tulajdonosa, *Edward Lloyd* segített nekik abban hogy információt cserélhessenek, mivel a hallott híreket egy nyomtatott papírlapon körbejáratta. Így került sor arra, hogy a kávéház törzsvendégei 1760-ban létrehozták a Register Society (hajólista társaság) nevű céget.

A cég megalapítását megelőzően a Lloyds' kávéházában összegyűlt törzsvendégek egymás között kötöttek üzleteket, amelynél megosztották a felelősséget és nyereséget az egyes hajóutakkal kapcsolatban. Ezt aláírásnak nevezték annak a gyakorlatnak megfelelően, hogy nevüket az okmány aljára írták, ezzel vállalták a veszteség arányos részét, ha a hajó nem hozta meg a várt nyereséget, amelyből egyébként részesedtek volna valamilyen arányban. Hamar világos lett azonban, hogy az aláíróknak szükségük lenne a hajó minőségére vonatkozó információkra, ha biztosítani akarják. A cég megalapítása után évenként kiadták a Lloyd's Register hajójegyzéket – amely a hajókat tartalmazta. Ez a kiadvány arra törekedett, hogy a hajó testének és berendezéseinek állapotát rögzítse. Az első kiadás 1764-ben jelent meg, és két évig volt használatban. Abban az időben azt célozták meg, hogy minden egyes hajó állapotát évente állapítják meg (osztályozzák). A hajótest állapotára az A, E, I, O vagy U jelzéseket használták a konstrukció és az éppen megállapítható szilárdság (esetleg éppen annak hiánya) szerint. A berendezés jelzése G, M vagy B volt: good, middling vagy bad (jó, közepes, rossz). Idővel a G, M és B helyett az 1, 2 és 3 jött be, ennek eredete a közismert kifejezés 'A1',

ami 'első-osztályú' vagy 'legjobb minőség' helyett használatos. A rendszer célja végső soron nem a hajó biztonságát, képességeit vagy tengerállóságát volt hivatott megállapítani, hanem a vállalat kockázat mértékét.

A Lloyd's Register céget 1834-ben átalakították, új neve Lloyd's Register of British and Foreign Shipping (brit és külföldi hajózás Lloyd's regisztere) lett. A korábbiakkal ellentétben a szemléket már nem nyugdíjas tengerészkapitányok végezték, hanem ettől kezdve a felügyelők a cég teljes munkaidőben dolgozó alkalmazottaivá váltak, és a Lloyd's Register létrehozott egy általános bizottságot a társaság vezetésére és a hajók építésére és karbantartására vonatkozó előírások kezelésére, amelyeket ezentúl nyomtatott kiadványba foglaltak. Az első előírások nyomtatott változata 1834-ben jelent meg, attól kezdve annak neve Lloyds Register of Shipping.

Ahogy az idő múlt, más nemzetek is létrehozták saját hasonló intézményeiket. A *Bureau Veritas (BV)* alapítása Antwerpenben 1828-ban történt, Párizsba 1832-ben költözött át.

A közös hajóépítési előírások adaptációja a norvég biztosítótársaságok részéről az 1850-es években történt, és a *Det Norske Veritas (DNV)* alapításához vezetett 1864-ben. Ezt követően a *RINA* jött létre Genovában 1861-ben Registro Italiano név alatt az olasz hajótulajdonosok érdekében. Ezt követte 1867-ben a *Germanischer Lloyd (GL)*, majd a *Nippon Kaiji Kyokai (ClassNK)* 1899-ben. Az orosz regiszter *Russian Maritime Register of Shipping (RS)* néven 1913-ban alakult meg, illetve kivált a már létező folyami regiszterből.

Az osztályozó intézetek munkája. A hajóosztályozó intézetek olyan szervezetek a hajóiparban, amelyek tőkéje nem állami eredetű, gyakran utalnak rájuk a 'Class' (osztály) kifejezéssel. Lefektetik írásban és rendszeres revízióknak vetik alá a hajók és part-menti szerkezetek építésére és osztályozására vonatkozó szabályokat; felügyelik, hogy az építés megfeleljen ezeknek a szabályoknak; azon kívül a használatban levő hajóknál rendszeresen tartanak szemléket, hogy biztosítani tudják a szabályok betartását.

A hajóosztályozás fejlődésével átalakult a gyakorlat, ma már nem minősítik a hajót, hanem csak azt állapítják meg, megfelel-e egy adott osztály előírásainak vagy nem. Tehát vagy benne van az osztályban, vagy nem. A konkrét felelősség elkerülése érdekében azonban nem vállalnak kifejezetten felelősséget a hajó biztonságáért, a célnak való megfelelő voltáért vagy tengerállóságáért.

Ugyanakkor mindegyik osztályozó intézet kialakított egy olyan jelöléssort, amely kifejezi, hogy egy adott hajó további követelményeket is kielégít, amelyek vagy kizárólag az adott hajóhoz tartoznak, vagy pedig többletet jelentenek az osztály standard előírásaihoz képest.

Az osztályozó intézetek írásban rögzítik a műszaki előírásokat, megerősítik, hogy a tervek és a számítások ezekkel a rendelkezésekkel összhangban vannak, Szemléket tartanak a hajókon és szerkezeteken az építési és átadási folyamat során, és időszakos szemléket tartanak a hajókon annak biztosítására, hogy azok továbbra is megfeleljenek a követelményeknek. Az osztályozó intézetek hatásköre kiterjed az olajfűró tornyokra, valamint más part-menti szerkezetekre és tengeralattjárókra is. A felügyelet hatálya alá

tartoznak a dízelmotorok, a hajón levő fontosabb szivattyúk és a többi lényeges gépi berendezések.

Az osztályozó intézet alkalmazásában levő felügyelők megvizsgálják a hajókat, hogy megbizonyosodjanak arról, a hajó, annak egységei és gépi berendezései annak az osztálynak az előírásai szerint épültek illetve tartják őket karban, amelybe az intézet besorolta.

Zászló. A nyitott regiszterek idejének megérkezése, amikor a hajótulajdonos dönti el, milyen zászló alatt akar hajózni, komoly versenyhez vezetett az osztályozó intézetek között, ami sokszor előírásaik enyhítését eredményezte.

Az első *nyitott regiszter* a panamai volt 1916-ban. A libériai volt a következő 1948-ban, az első hajó, amely osztályba sorolását ettől kapta, a World Peace volt, Stavros Niarchos hajója. Emiatt 1967-ben Libéria már nagyobb regiszterrel rendelkezett, mint az Egyesült Királyság. Jelenleg Panama jegyzéke a legnagyobb, libériai zászló alatt pedig a világ hajóparkjának egyharmada közlekedik.

A *nyitott regiszterű országok zászlójának* az a hatása, hogy a hajó és berendezése illetve legénysége sokkal gyengébb színvonalú, mint a hagyományos tengerész nemzeteknél elfogadott, ezért a tulajdonos nem saját országának tengerészeti hatóságaival regisztráltatja, hanem a nyitott regiszterekben. Az sem ritka, hogy váltogatja a bejegyzés helyét a helyzettől függően. Ez még tovább növeli a vetélkedést az intézetek között, és tovább gyengül a színvonal. 1960-ban a Lloyds Register új előírások gyűjteményét tette közzé, ezt követték a többi európai intézetek. A hajóipar azonban erre azzal reagált, hogy megingott a bizalma az osztályozó intézetekben, és a kérdés az Európai Bizottságig is eljutott.

A megoldást az jelentette, hogy 1978-ban több európai ország megállapodott a *hágai memorandumban*, hogy felül kell vizsgálni, megfelelnek-e a hajókon a munkafeltételek az *ILO (nemzetközi munkaügyi szervezet)* szabályainak. Az *Amoco Cadiz* elsüllyedése ugyanebben az évben azt a döntést tette szükségessé, hogy meg kell vizsgálni a biztonság és környezetvédelem színvonalát is. Ezt a folyamatot zárta le 1982-ben a *párizsi memorandum* (Paris Memorandum of Understanding, Paris MoU), amelyben 24 európai ország és Kanada állami kikötő-felügyeletet hozott létre. Tulajdonképpen ez volt az ellenintézkedés a nyitott regiszterű országok zászlaja alatti hajózásra, ettől kezdve ismét az osztályozó intézetek kerültek vezető helyzetbe, és ezzel helyreállt a rend.

Jelenleg a *következő osztályozó intézetek működnek:*

- Lloyd's Register of Shipping, LR, 1760, London
- Bureau Veritas, BV, 1828, Párizs
- Registro Italiano Navale, RINA, 1861, Genova
- American Bureau of Shipping, ABS, 1862, Houston
- Dromon Bureau of Shipping, DBS, 2003
- Det Norske Veritas, DNV, 1864, Oslo
- Germanischer Lloyd, GL, 1867, Hamburg
- Nippon Kaiji Kyokai, NKK, 1899, Tokió
- Russian Maritime Register of Shipping (Российский морской регистр судоходства), RS, 1913, Sankt Petersburg

-
- Hellenic Register of Shipping, HR, 1919, Piraeus
 - Polish Register of Shipping, PRS, 1936, Gdańsk
 - Croatian Register of Shipping, CRS, 1949, Split
 - China Corporation Register of Shipping, CR, 1951, Taipei
 - China Classification Society, CCS, 1956, Beijing
 - Korean Register of Shipping, KR, 1960, Daejeon
 - Biro Klasifikasi Indonesia, BKI, 1964, Jakarta
 - Registo Internacional Naval, RINAVE, 1973, Lisbon
 - Indian Register of Shipping, IRS, 1975, Mumbai
 - International Naval Surveys Bureau, INSB, 1977, Piraeus
 - Asia Classification Society, ACS, 1980, Tehran
 - Brazilian Register of Shipping, RBNA, 1982, Rio de Janeiro
 - International Register of Shipping, IROS, 1993, Miami
 - Ships Classification Malaysia, SCM, 1994, Shah Alam
 - Iranian Classification Society, ICS, 2007, Tehran

Az osztályozó intézetek nemzetközi szövetsége. International Association of Classification Societies Ltd. néven lényegében magán cékként funkcionál az egyes nemzeti intézetek által létrehozott szövetség.

Tagjai:

- American Bureau of Shipping
- Bureau Veritas
- China Classification Society
- Det Norske Veritas
- Germanischer Lloyd
- Krajowy Rejestr Sądowy
- Lloyd's Register of Shipping
- Nippon Kaiji Kyokai (Class NK)
- RINA S.p.A.
- Indian Register of Shipping

Az osztályozó intézetek nemzetközi föderációja. Az International Federation of Classification Societies (IFCS) szövetséget 1985-ben alapították nemzeti, regionális és egy nyelven beszélő területek osztályozó intézeteinek föderációjaként. Non-profit, politikamentes tudományos szövetség, amelynek célja a további kutatás a hajóosztályozás területén. Az IFCS többek között kétévenkénti konferenciát rendez, hírlevelet ad ki és támogatja a hajóosztályozási folyóiratot (Journal of Classification, JoC) és az adatelemzés és hajóosztályozás fejlődése (Journal Advances in Data Analysis and Classification, ADAC) folyóiratot.

Az IFCS tagjai:

- Associação Portuguesa de Classificação e Análise de Dados (CLAD)
 - British Classification Society (BCS)
 - The Classification Society (CS)
 - Gesellschaft für Klassifikation (GfKl)
 - Greek Society of Data Analysis (GSDA)
-

- Irish Pattern Recognition and Classification Society (IPRCS)
- Japanese Classification Society (JCS)
- Korean Classification Society (KCS)
- Sekcja Kasyfikacji i Analizy Danych PTS (SKAD)
- Sociedad Centroamericana y del Caribe de Clasificación y Análisis de Datos (SoCCCAD)
- Società Italiana di Statistica (SIS-CLADAG)
- Société Francophone de Classification (SFC)
- Statistično društvo Slovenije (SdS)
- Vereniging voor Ordinatie en Classificatie (VOC)

A jelen anyag nem fogadhatja be a fentiekben felsorolt valamennyi osztályozó intézetnek még a legfontosabb előírásait sem, arra sem hívatott, hogy egyetlen intézet előírásait ismertessük. A hajótervezőnek és építőnek saját érdekében meg kell keresnie azt az osztályozó intézetet, amelyet a megrendelő, a leendő hajótulajdonos kiválasztott, illetve, amennyiben tőle várják el, hogy nevezze meg azt az intézetet, amelynek segítségével egy adott hajótípusnál a legmegbízhatóbb, leghatékonyabb vagy leghosszabb várható élettartamú úszóművet eredményezi, meg kell tennie javaslatát és azt követően mindent el kell követnie, hogy maga és munkatársai a lehető legjobb munkát végezhessék.

Amint az osztályozó intézetek kialakulásánál láthattuk, a Lloyd's Register of Shipping volt az úttörője a hajóosztályozásnak, és amint már a hajók acélszerkezetének tárgyalásánál láttuk, előírásai elméleti és gyakorlati oldalról egyaránt megalapozottak. Az intézet tekintélye egyedülálló, a tervező és építő támaszkodhat a hatalmas bázisra az intézet mögött. Amennyiben választani kell, tengeri hajóknál érdemes a Lloyd's mellett dönteni. A döntésben azonban segíthet egy átfogó kézikönyv: „Classification and Statutory Surveys Handbook”. Ez a könyv az osztályozás folyamatának részleteit tárgyalja jól érthetően, és érthetővé teszi az osztályozó intézetek viselkedését annak érdekében, hogy megfelelhessenek az érvényes törvényhozási rendelkezéseknek. A Germanischer Lloyd intézet a gépi berendezéseknél bizonyos előnyökkel bír a Lloyd's előírásaival szemben, tudományos háttere mélyebb. Ez néha a megértés rovására is megy, mivel az ott alkalmazott képletek gyakran bonyolultak, egyik tényezőt a másiktól láncszámítással kell meghatározni. Az eredmények azonban megérik a fáradságot.

A Det Norske Veritas igen széles körben ismeretes, számos elméleti szakkönyv támaszkodik rá. Viszonylagos egyszerűsége miatt érdemes választani.

Folyami hajók esetében a nálunk évtizedekig egyedülálló Szovjet Regiszter elődje és utódja az orosz folyami regiszter ajánlható. Érdemes mellette maradni, mert ezen a területen szinte egyedülálló, a többi nemzet intézetei inkább a tengeri hajókkal foglalkoznak.

