

---

#### 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 légszárnyjaival. 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 éveitől átöröklést 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 <sup>2</sup> , N]
$T'$	a hajócsavar tolóereje a hajótest mögött $n$ és $V_A$ mellett [kgm/s <sup>2</sup> , N]
$R_T$	a hajótest ellenállása hajócsavar nélkül vontatva [kgm/s <sup>2</sup> , N]
$R_T'$	a hajótest ellenállása hajócsavarral [kgm/s <sup>2</sup> , N]
$Q$	a hajócsavar által a hajótest mögött felvett nyomaték [kgm <sup>2</sup> /s <sup>2</sup> , Nm]
$Q'$	a hajócsavar által nyíltvízi állapotban felvett nyomaték [kgm <sup>2</sup> /s <sup>2</sup> , 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 <sup>2</sup> /s <sup>3</sup> , Nm/s, J/s, W]
$P_I$	a főgép indikált teljesítménye [kgm <sup>2</sup> /s <sup>3</sup> , Nm/s, J/s, W]
$P_P$	hajócsavarra leadott teljesítmény, $Q\omega$ [kgm <sup>2</sup> /s <sup>3</sup> , Nm/s, J/s, W]
$P_T$	a tolóerő teljesítménye, $TV_A$ [kgm <sup>2</sup> /s <sup>3</sup> , Nm/s, J/s, W]
$P_S$	hajócsavar-tengelyen mért teljesítmény [kgm <sup>2</sup> /s <sup>3</sup> , Nm/s, J/s, W]
$P_B$	fékpadi, vagyis a főgép tengelyén leadott teljesítmény [kgm <sup>2</sup> /s <sup>3</sup> , Nm/s, J/s, W]
$\omega$	hajócsavar tengely szögsebessége, $2\pi n$ [rad/s]
$\eta_0$	hajócsavar nyíltvízi hatásfoka, $(TV_A/(Q'\omega))$ [-]
$\eta_R$	relatív forgási hatásfok, $Q'/Q$ [-]
$\eta_H$	hajótest hatásfoka, $(1-t)/(1-w)$ [-]
$EHP$	$= P_E/75 = R_T V/75$ [LE]
$IHP$	$= P_I/75$ [LE]

## BBBZ kódex

---

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

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

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

$w$  sodortényező,  $w = (V - V_A)/V$  [-]

A sodortényező három oka: potenciális, súrlódási és hullámzási.

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

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

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.

Kétszaváros 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	$\eta_0$	hajócsavar nyíltvízi hatásfoka
	$(1 - t)/(1 - w) = \eta_H$	testhatásfok
	$\eta_R$	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

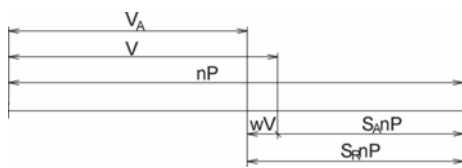
A virtuális szlip

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

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.

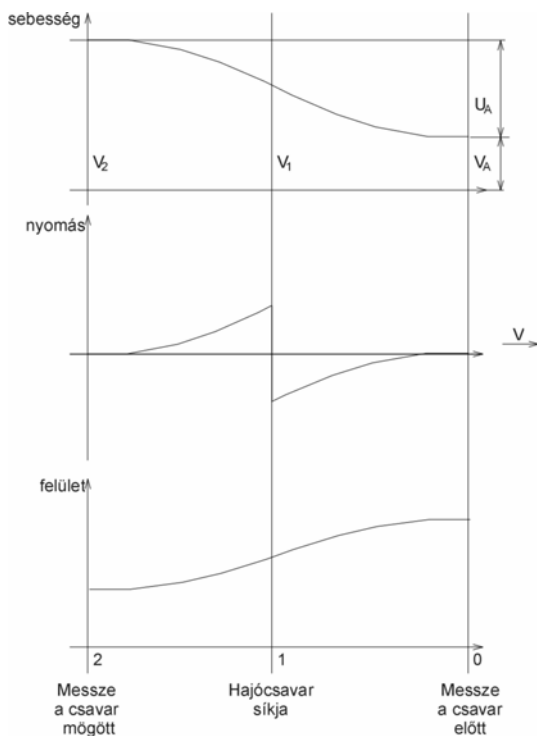


4.3.2.4.1 ábra A szlip fogalma

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 átáramló 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:

$$V_1 = V_A + U_A/2$$

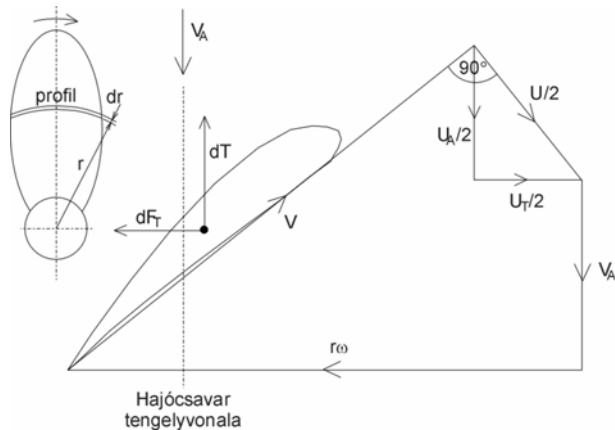
A hajócsavar ideális hatásfoka

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

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 átáramló elemi víztömeget (vízsugár felülete szorozva a hajócsavarkörben a víz sebességével, azaz a  $V_A + U_A/2$

értékkel) az alábbi módon írható fel:

$$dT = \rho dQ U_A \text{ és}$$

$$dF_T = \rho dQ U_T$$

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

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

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

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:

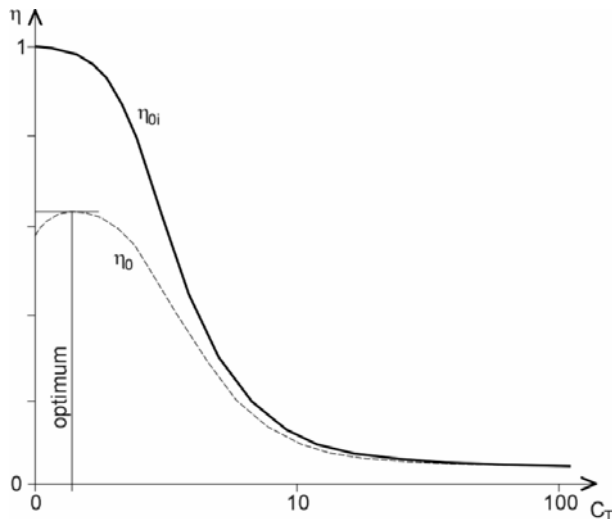
---


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

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  $\beta$ ) a profil húrja az  $\alpha$  megfúvási szöveget zárja be. Mivel nincs olyan jól kidolgozva, mint az örvényelmélet, ezért ezzel

nem érdemes többet foglalkozni.

#### ÖRVÉNYELMÉLET

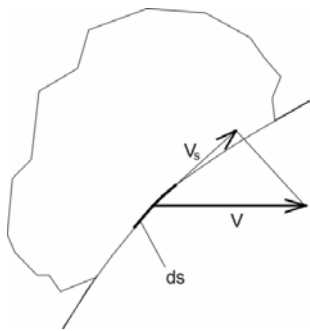
Az örvényelmélettel végzett hajócsavar méretezés lényege, hogy a kezdeti paraméterek aprólékos, mindent tekintetbe vevő és lehető legpontosabb kiválasztása után a hajócsavar szárnynak számos metszetét hidrodinamikai, szilárdsági és kavitációs határértékekre méretezik, amely biztosítja a szárny körül (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 *Zukovszkij*, aki elsősorban a repülőgép szárnyakhoz és a légcavarokhoz 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 Goldstein* 26-évesen írta meg cikkét a hajócsavarok örvényelméletéről, amelyet Prandtl tolmácsolta a tudományos fórumok számára.

Módszerét Betz fejlesztette tovább gyakorlatban alkalmazható számítási eljárásá.

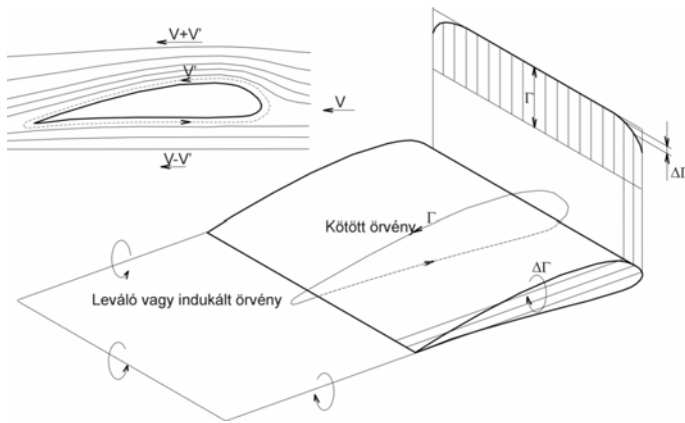
#### *Az örvényelmélet felhasználása hajócsavarok tervezésénél*

*Az örvényelmélet alapfogalmai*



4.3.2.4.5 ábra Elemi folyadék-rész örvényét meghatározó sebesség és pályaszakasz

A homogén áramlásba helyezett *áramvonalas szelvény* (angol elnevezése *airfoil*) a 4.3.2.4.6 ábrán látható viselkedést mutatja. Az áramlás a *szárnyszelvény vázvonalaival* párhuzamos vagy azzal  $\alpha$  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.



4.3.2.4.6 ábra Szárnypromill kötött és indukált örvényei

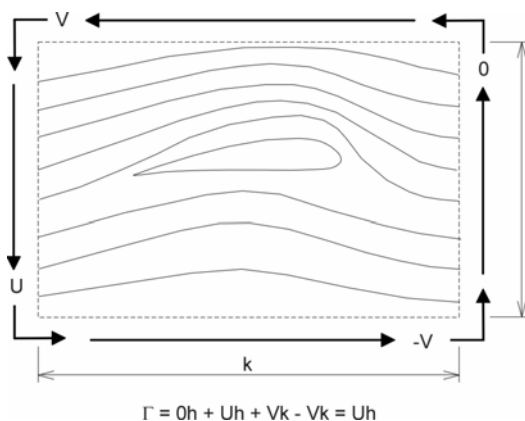
A szárnyszelvény körül kétdimenziós  $V$  sebességű áramlás alakul ki annak teljes körvonalát mentén, ez a kötött örvény, a szárny végeinél azonban leváló vagy indukált örvények keletkeznek a szélek hatása miatt. Próbáljuk meg definiálni azt a fogalmat, hogy

„örvény”. Amikor folyadék örvénylik (zárt körben áramlik) egy tárgy körül, egy adott folyadékelemre vonatkoztatva az *örvény* egyenlő a folyadékelem pálya-menti sebességére szorozva az örvény teljes pályahosszával.

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

- ahol  $\Gamma$  = örvény [hossz<sup>2</sup> idő<sup>-1</sup>]  
 $U$  = a szelvényen indukált sebesség [hossz idő<sup>-1</sup>]  
 $V_s$  = a  $V$  sebesség pálya-menti komponense [hossz idő<sup>-1</sup>]  
 $ds$  = a pálya elemi szakasza [hossz]

Adott  $\Gamma$  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.



4.3.2.4.7 ábra Örvény számítása körintegrálással



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 baloldalon 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 mínusz  $Vk$ . Végül az utolsó szakasz jobboldalt felfelé vezet, a víz sebessége 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.

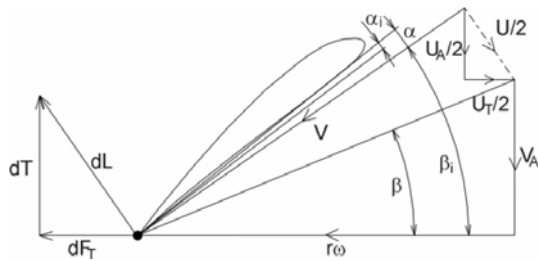
#### *Valóságos hajócsavarszárny szelvényének sebességviszonyai*

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

## BBBZ kódex

A 4.3.2.4.8 ábrán látható a csavarszárny szelvényének sebességábrája. Végtelen szárnynál a kívánt felhajtóerőhöz  $\alpha_i$  megfúvási szög tartozik. Ez azonban nem elegendő, meg kell növelni  $\alpha$  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.

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 siklószám 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 siklószámot.

Felhajtóerő-tényező

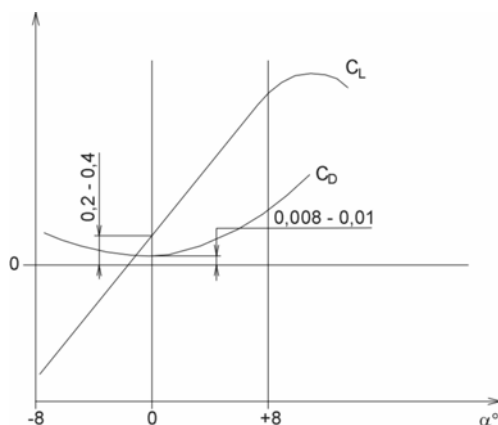
$$C_L = L / ((\rho/2) V^2 A)$$

Ellenállás-tényező

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

Siklószám

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



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

3. kiadás 2012.

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  $\varepsilon_i$  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 szárnyszélesség (másik jelölése  $c_m$ ), láb

$D$  = átmérő, láb

$n$  = fordulatszám, 1/sec

$\nu$  = kinematikai viszkozitás, láb<sup>2</sup>/sec

Szárnyszelvénynél (általában a 0,7-esnél)

$$Re = Vl/v$$

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:

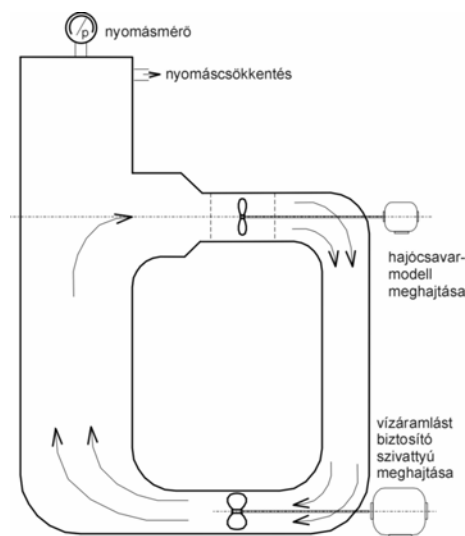
$$\eta_0 = (K_T/K_Q)(J/(2\pi))$$

A hajó és hajócsavar modell együttes kísérleténél lehetőség van a  $w$  sodortényező,  $t$  szívási tényező és  $\eta_R$  forgási hatásfok mérésel történő meghatározására is.

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.



4.3.2.4.10 ábra Kavitációs modellkísérleti csatorna

A berendezés leírása Taylor kavitációs kísérleteinek ismertetésénél található. A csatornában lehet hajócsavarmodelllel vagy szárnyprofillal végezni a kísérletet, utóbbi esetben a szelvény a vízszintes síkban helyezkedik el, a szárnyszakasz függőlegesen beállítással.

A kavitációs kísérletet addig a pontig végzik el, amikor a hajócsavar szárnyán buborékok jelennek meg, ez a felhajtóerő és az ellenállás csökkenésével jár együtt.

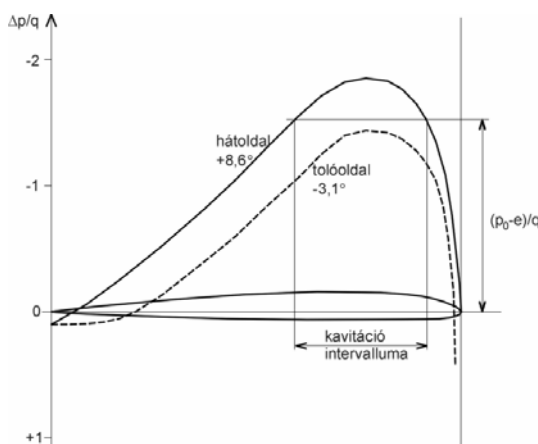
A kavitációs kísérleteknél vagy a Froude-számot vagy a Reynolds-számot állandó értéken tartják. Fontos, hogy egy olyan sorozatmérés is legyen,

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  $\alpha$  megfúvási szög túl nagy,
- a hátoldali kilépőélnél levő területén, ha a  $V$  sebesség túl nagy,
- a tolóoldal belépőél felőli végén, ha az  $\alpha$  megfúvási 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 határesetre hajócsavar szárnszelvényénél

A szárnymetszeten kialakuló nyomáseloszlás ábrázolásához jelölje  $\Delta p$  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 nyomáseloszlást. A nyomáseloszlás erősen függ a szelvény vastagságától és bizonyos mértékig

íveltségétől.

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:

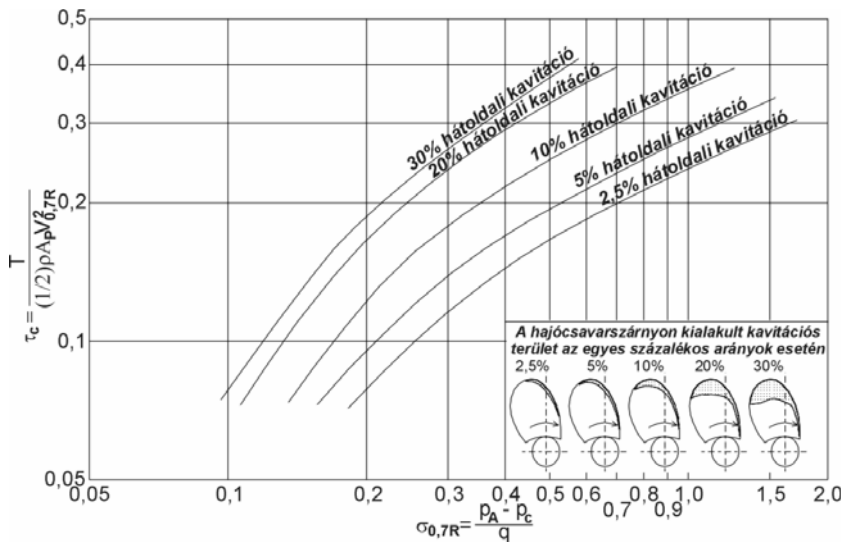
$$\Delta p_{\max}/q \leq (p_A - p_c)/q$$

Ha ennek ellentéte igaz, a szelvényénél 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 nyomáscsökkenést. (Ezt szemlélteti az örvény középpontjában a vízfelület erős lehúzódnása.)

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 csökkenti 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 Crewdson* 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 határgörbéket 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  $\tau_c$  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

## BBBZ kódex

---

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 fordulatszámja 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:  $L = 67$  m    $B = 11,3$  m    $T = 4$  m    $C_B = 0,698$

A vonalrajz szerint  $D_{\max} = 3$  m

Rendelkezésre álló főgépek fordulatszámja:  $N_p = 300 \text{ min}^{-1}$ ,  $350 \text{ min}^{-1}$  és  $400 \text{ min}^{-1}$ .

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.

$$K_T = T / (\rho n^2 D^4) = (78.050 \times 61,8^2 / (1.025 \times 3^4)) / (1 / N_p^2) = 3.590 / N_p^2$$

$$n = N / 60 = N_p / (60(1+c)) = N_p / (60 \times 1,03) = N_p / 61,8 \text{ s}^{-1}$$

$c$  = léptékhatás tényező az alábbi táblázat szerint

	egycsavaros	kétszavaros
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:

$N_p$ [min <sup>-1</sup> ]	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.

$N_p$ [min <sup>-1</sup> ]	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.

$N_p$ [min <sup>-1</sup> ]	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<sup>-1</sup> közelében van.

b) *Optimális átmérő* keresése a beépíthető főgép  $N_p = 300$  min<sup>-1</sup> 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

## BBBZ kódex

---

$J$	0,432	0,378	0,336	0,302
Ehhez $P/D$	1,12	0,76	0,565	~0,45
$\eta_0$	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  $D_p = 0,95D_{opt} \cong 2,14$  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  $P_B = 800$  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 kötélerő alapján a  $D_{opt}$  optimális átmérő 1,9 m körül van. Ennek alapján a wageningeni intézet ajánlása szerint a hajócsavar átmérője  $D_p = 0,95 D_{opt} \cong 1,8$  m. A kiválasztott értékhez pontosan meg kell határozni a nyomatéktényezőt és az emelkedésvizonyt, majd a tolóerő-tényezőt és a tolóerőt ahhoz, hogy a hajócsavar örvényelmélettel méretezhető legyen.

Nyomatéktényező

$$K_Q = Q' / (\rho n^2 D^5) = 0,5054/D^5 = 0,0267$$

Emelkedésvizony 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 csavarszárny  $0,7R$  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 =  
=  $100.000 + (1,5 - 0,7 \times 0,9) \times 1,025 \times 9.806 = 108.745$  Pa

$p_c$  = a telített vízgőz nyomása adott hőfokon ( $20^\circ\text{C}$ ) = 2.333 Pa

$q$  = dinamikus nyomás, azaz  $\frac{1}{2}\rho V^2 = 0,5 \times 1.025 \times 23,07^2 = 272.765$  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.