

国土交通省 地下空間活用勉強会 2023.10.11

排水ポンプ技術の現状について

東北大学流体科学研究所
伊賀由佳

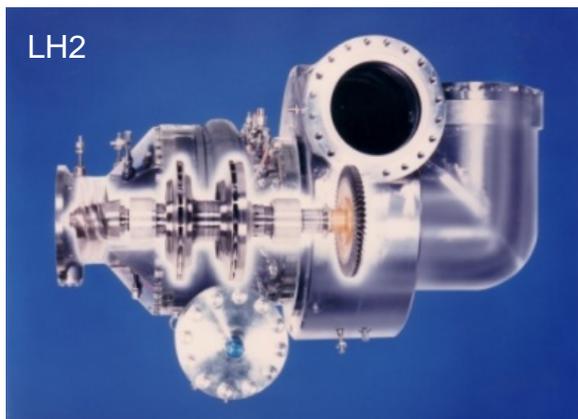
ポンプの基礎

1. 流体機械の基礎

1.1 流体機械の定義

流体機械 (fluid machinery) とは、流体と機械との間でエネルギーの授受を行う機械類を総称するものである。扱う流体には水、空気をはじめ、各種の液体や気体があり、ニュートン流体のみならず、非ニュートン流体なども含まれる。機械としては、ポンプ、送風機、水車はもちろん、広義に解釈すれば、熱関係分野の蒸気タービンやガスタービンなども流体機械の範ちゆうに属する。

流体機械は取り扱う流体の種類によって、水およびその他の液体を使用する水力機械と、空気およびその他の気体を用いる気体機械とに大別される。



Liquid Hydrogen Turbopump

rotation speed : 41,900 rpm
discharge pressure : 28.6MPa



Liquid Oxygen Turbopump

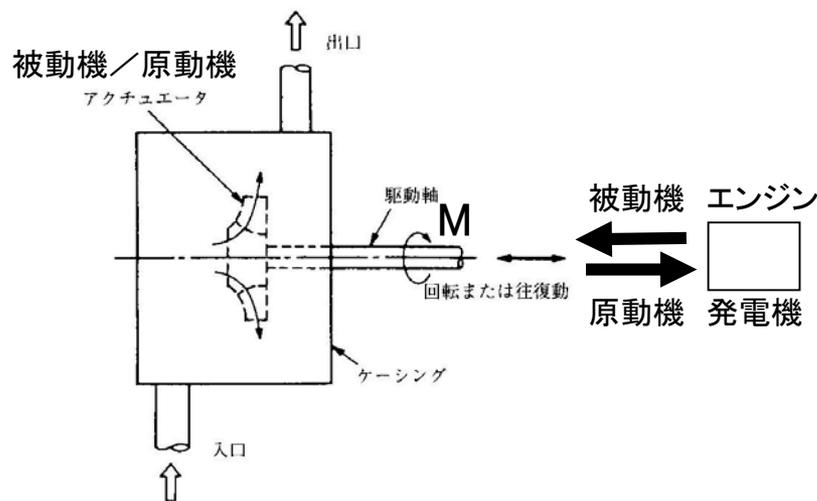
rotation speed : 18,300 rpm
discharge pressure : 18.0MPa

1.2 流体機械の分類

<エネルギー授受の方向に基づく分類>

原動機： 流体の有するエネルギーを機械エネルギーに変換するもの
タービン機械, 流動方向に向かって圧力が低下する

被動機： 機械により流体のエネルギーを高めるもの
ポンプ機械, 流動方向に向かって圧力が上昇する



被動機： それを駆動する電動機やエンジンから軸動力が流体側に伝達される

原動機： 流体によってそれが発生した軸動力によって発電機や負荷を駆動する



流体機械とは、「流体のエネルギー」と「軸動力」との交換機

<エネルギー授受に関与する力に基づく分類>

静水圧式:

流体を限られた空間に閉じ込めて圧縮し, さらに圧力に抵抗して流体を押し出す作用によりエネルギー授受を行うもので, 流動は周期的に脈動する. 流動に基づく慣性力を利用するものではないので, 機械がなす仕事は流速にほとんど無関係. 容積形機械がこれにあたる.

動水圧式:

流動の慣性力を利用するもので, 流速により機械がなす仕事も変化し, 流れは連続的. 羽根車を用いて流れの角運動量の変化を利用するターボ形機械, 流れの混合現象を利用する機械, および流動のせん断力を利用する機械がある.

<作動原理による分類>

容積形機械:

吸い込み口から連続的に流れ込む流体を一定量ごとに区切って独立した容器に受け入れ,これを加圧または減圧したのちに,容器から吐き出し口に排出する

ターボ形機械:

運動する翼の間を流体が通り抜ける間に作用する揚力を媒体として,流体と軸動力とのエネルギーの授受を行うもの

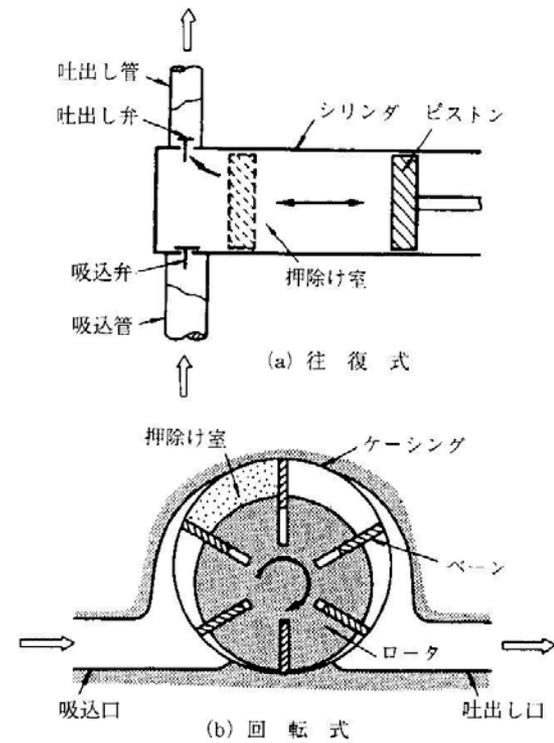


図 2.10 容積形流体機械の分類

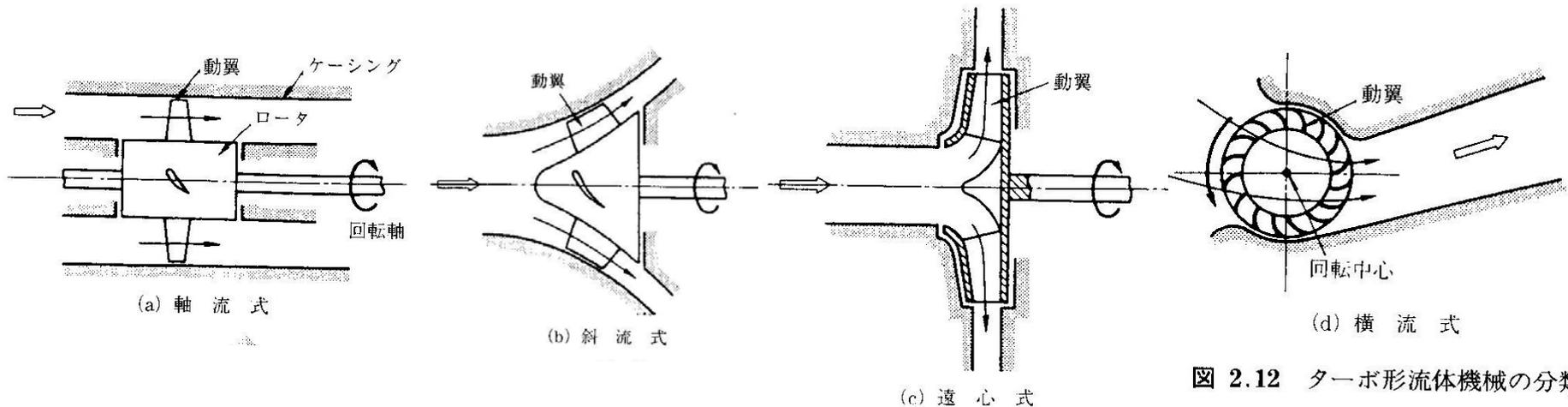


図 2.12 ターボ形流体機械の分類

表 2.1 流体機械の分類と名称

形式	流体	被 動 機	原動機
容 積 形 (往復式) (回転式)	液 体	ポンプ	液圧モータ
	気 体	ブロワ 圧縮式	空気モータ
ターボ形 (軸流式) (斜流式) (遠心式) (横流式)	液 体	ポンプ	水 車
	気 体	送風機 圧縮機	風 車 タービン
そ の 他	液 体	渦流ポンプ ジェットポンプ* 粘性ポンプ 電磁ポンプ** など	—
	気 体	エゼクタ* 分子ポンプ イオンポンプ** コンプレックス* など	MHD 発電機** EGD 発電機**

*印のものは、直接軸動力を加える代わりに、全エネルギーの大きい流体を入力として利用するものである。また**印は、軸動力の代わりに、直接電力とエネルギーの変換を行うものである。

2. ターボ形機械の中の流れ

2.1 ターボ形機械要素

流体は、回転軸に対して対称(軸対称)な形を持つケーシングと、同じく軸対称なロータによって仕切られた環状流路の中を流れる。流路にはロータに固定され、ロータとともに回転する動翼と、ケーシングに固定された静翼とがあり、流体はこれらの翼の間を通り抜けながら、翼から力を受ける。

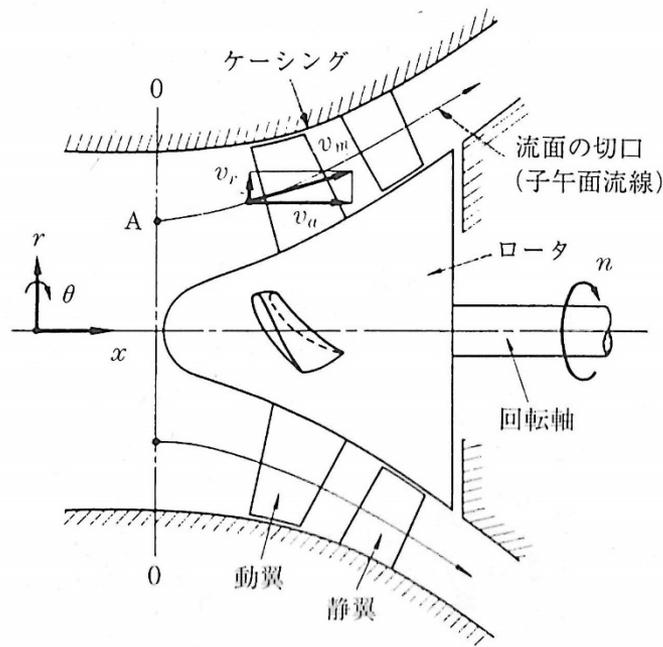


図 3.8 ターボ形流体要素

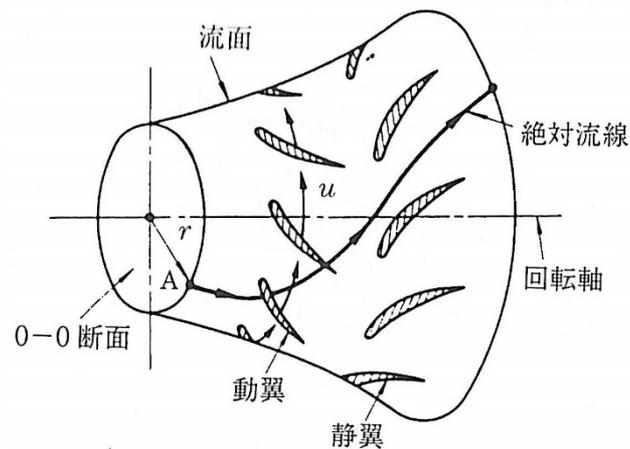


図 3.9 流面

v_a : 軸流速度
 v_r : 径方向速度
 v_θ : 旋回速度

2. 2 速度三角形

羽根車とともに回転する座標系(相対座標系)から見た流れの速度 w を相対速度といい、絶対速度 v は周速度 u と w をベクトルの的に合わせた $v = u + w$ となる。 u, v, w を三角形で表したものを速度三角形という。

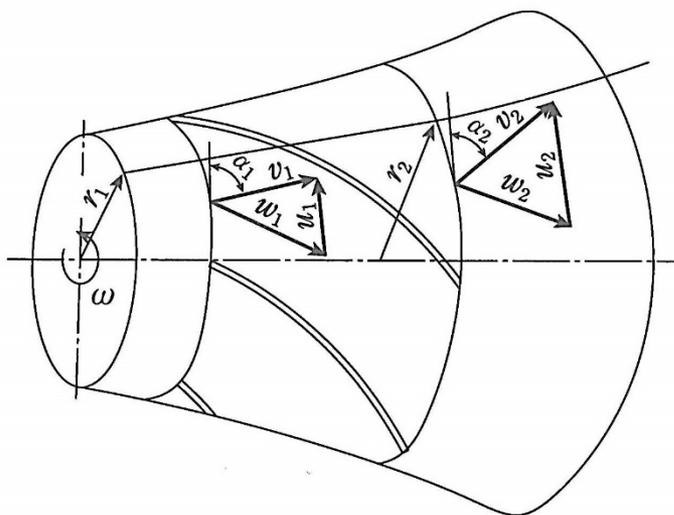
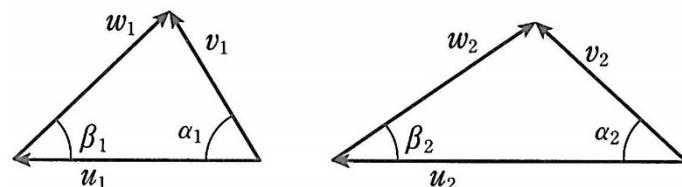


図 I-3・2 羽根車出・入口の流れと回転流面



(a) 入口

(b) 出口

図 I-3・3 羽根入口・出口の速度三角形

u : 周速度
 v : 絶対速度
 w : 相対速度

ポンプの翼列配置

ガイドベーン

ローター

ステーター

ガイドベーン

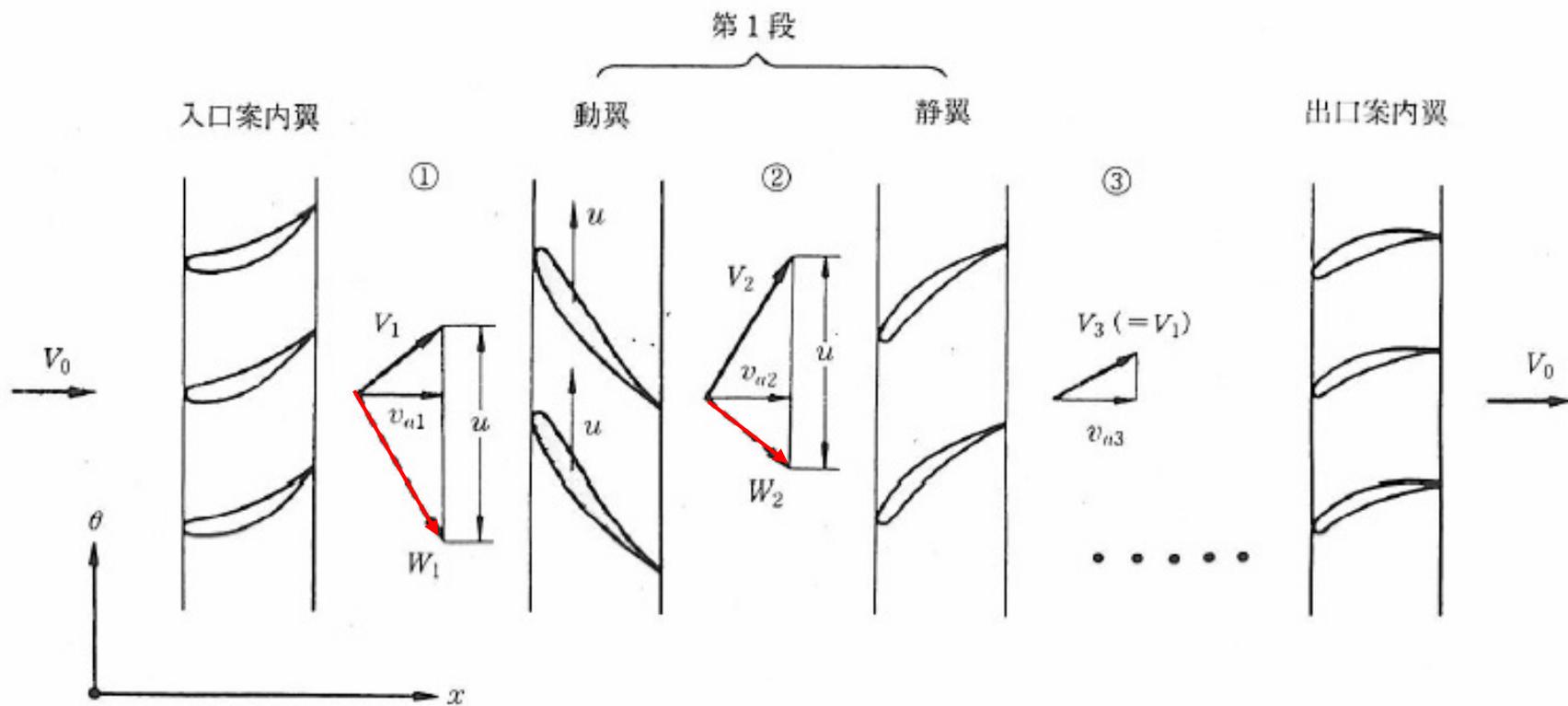


図 3.13 展開面上の翼素の配列 (ポンプ・圧縮機)

$W_1 > W_2$ 減速翼列 $\rightarrow p_1 < p_2$ 圧力上昇

タービンの翼列配置

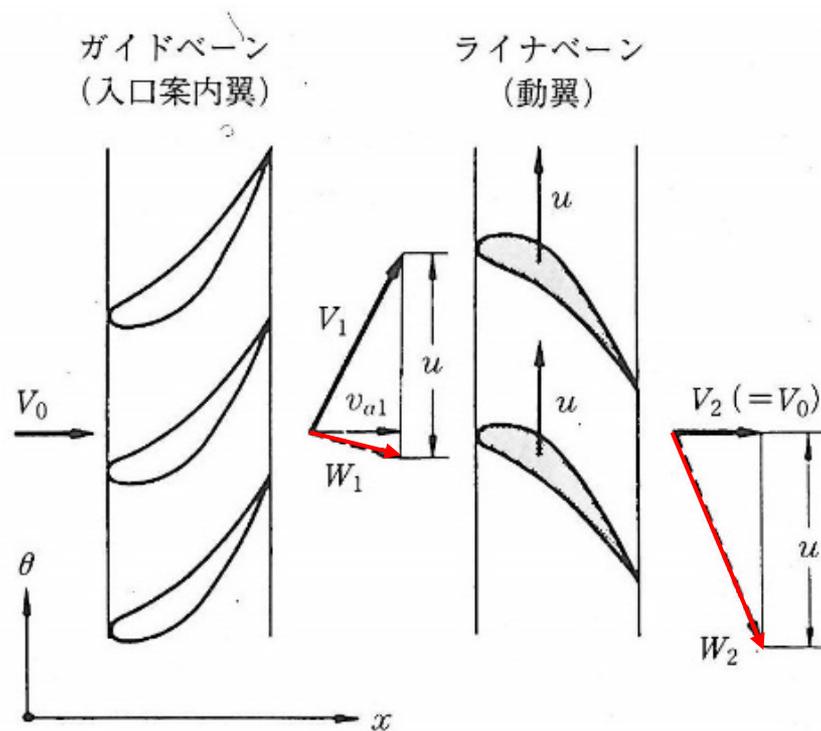


図 3.14 展開面上の翼配備 (水車)

$W_1 < W_2$ 増速翼列 $\rightarrow p_1 > p_2$ 圧力低下

3. ターボ形機械の仕事

3.4 比仕事

流体機械の入口から出口までの途中に微小な区間をとり、ここで流体に加えられる比仕事を dW とすると、同じ区間の全エンタルピー増分 dI と外部から加えられる熱 dQ は、

$$dW = dI - dQ$$

$$dI = d\frac{V^2}{2} + g dz + di$$

$$di = dU + p d\frac{1}{\rho} + \frac{dp}{\rho}$$

の3式から

$$dW = d\frac{V^2}{2} + g dz + dU + p d\frac{1}{\rho} + \frac{dp}{\rho} - dQ \quad (2.15)$$

熱力学第一法則によると、単位質量の物質に dq の熱エネルギーを加えるとき、その一部は物質の内部エネルギーの増分 dU に、残りは外部に対する膨張仕事 $p dv = p d(1/\rho)$ に配分される。すなわち、

$$dU + p d\frac{1}{\rho} = dq$$

流体機械を通過する流体について考えるとき、流体は外部からの伝熱によって dQ の熱を加えられるのみでなく、流体同士の摩擦によって内部的に dE_i の熱を発生する、外部熱 dQ は、検査面内外の温度差によって、正負いずれの値も取りうる。一方、内部発熱 dE_i は、摩擦による発熱であり、必ず正の値をとる。 $dq = dQ + dE_i$ の関係から

$$dW = d\frac{V^2}{2} + g dz + \frac{dp}{\rho} + dE_l \quad (2.16)$$

これを入口から出口まで積分すると、微小区間で流体に加えらるる比仕事 dW は

$$W = \frac{V_2^2 - V_1^2}{2} + g(z_2 - z_1) + \int_1^2 \frac{dp}{\rho} + E_l \quad (2.17)$$

3.5 有効仕事

式(2.17)で求めた比仕事 W を、損失 $E_l = \int_1^2 dE_l$ とその他の部分に分け、 $W = E + E_l$ と置くと、

$$E = \frac{V_2^2 - V_1^2}{2} + g(z_2 - z_1) + \int_1^2 \frac{dp}{\rho} \quad (2.20) \quad \langle \text{有効仕事} \rangle$$

を有効仕事という。上式第3項は、速度や高さなどの見掛けの条件とは無関係に、流体の静的な状態変化を起こさせるのに必要な仕事であり、これを静仕事 e と呼ぶ。

$$e = \int_1^2 \frac{dp}{\rho} \quad (2.21)$$

有効仕事 E の定義式(2.20)において $\rho = \text{一定}$ とすると、静仕事 e は容易に積分されて、 $e = (p_2 - p_1) / \rho$ となり、非圧縮性流体の有効仕事は次式で与えられる。

$$E = \frac{V_2^2 - V_1^2}{2} + g(z_2 - z_1) + \frac{p_2 - p_1}{\rho} \quad (2.27) \quad \langle \text{有効仕事(非圧縮)} \rangle$$

有効仕事と静仕事に対する重力単位による量として、

有効仕事と静仕事に対する重力単位による量として、

$$H = E/g \text{ (m)} \quad \text{〈全ヘッド〉}$$

$$h = e/g \text{ (m)} \quad \text{〈静ヘッド〉}$$

が使われる。全ヘッドは、ポンプに対しては全揚程、水車に対しては有効落差、送風機や圧縮機に対しては全ヘッドと、機種に応じて使い分けられる。

速度 V 、圧力 p の流れをせき止めたときに、よどみ点に生ずる圧力 p_t は全圧と呼ばれ、ベルヌーイの定理から $p_t = p + \rho V^2 / 2$ で表される。したがって、入口、出口の全圧 p_{t1} 、 p_{t2} を用いると、式(2.27)は次のようにも表される。

$$E = \frac{p_{t2} - p_{t1}}{\rho} + g(z_2 - z_1) \quad (2.28)$$

原動機に対しても式(2.27)がそのまま適用できる。有効仕事(出力) $E_T = -E$ とすると、

$$E_T = \frac{p_{t1} - p_{t2}}{\rho} + g(z_1 - z_2) \quad (2.29)$$

上述のように、非圧縮流体の場合は、被動機、原動機を問わず、同一の式で有効仕事が求められる。また、式(2.28)や(2.29)からもわかるように、有効仕事は、入口と出口における全圧と高さがわかれば直ちに算定でき、機械内部の流体の状態が全く関与しない。

3.6 効率

a. 被動機の場合

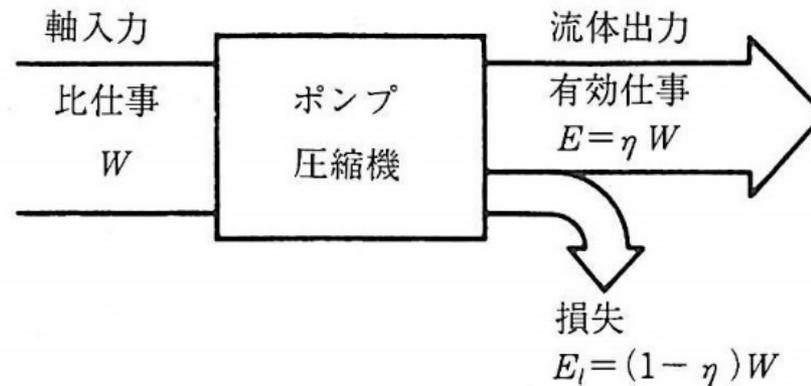
流体の昇圧・圧送に必要な比仕事 W は、有効仕事 E より損失 E_l だけ必ず大きい。図に示すように、駆動軸から与えられる入力 W と、流体側に有効に伝達する出力 E との比 E/W は、被動機におけるエネルギー変換の有効さを示しており、効率 η と呼ばれる。

$$\eta = \frac{E}{W} = 1 - \frac{E_l}{W} \leq 1 \quad (2.22) \quad \langle \text{効率(被動機)} \rangle$$

被動機の駆動力 $P(W)$ は、有効仕事、効率および質量流量から次式によって求められる。

$$P = \dot{m}W = \dot{m} \frac{E}{\eta} \quad (2.23)$$

式(2.22)で定義される効率は、機械全体としてのエネルギー変換の有効さを示しており、これを全効率とも呼ぶ。



b. 原動機の場合

流体を減圧して動力を取り出す水車やタービンでは、軸動力 P 、比仕事 W 、有効仕事 E は全て負の値となる。このような取り扱いは、被動機と原動機を共通の用語、関係式で記述する上には望ましいが、原動機に対しては必ずしも便利ではない。そこで、原動機に特有な記号には添え字 T を付けて表し、

$$P_T = -P, W_T = -W = P_T/\dot{m}, E_T = -E$$

をそれぞれ原動機の実出力、比仕事(比出力)および有効仕事(有効出力)とする。

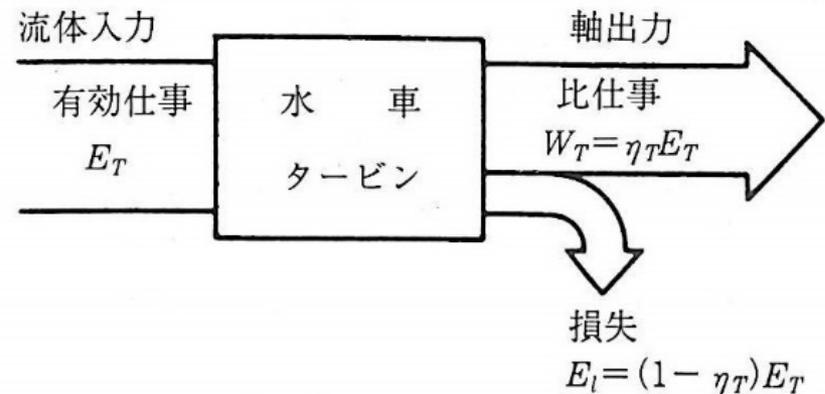
原動機の場合は、 $(-E) = (-W) + E_l$ すなわち、 $E_T = W_T + E_l$ となる。流体が持っている有効仕事 E_T は下図に示すように、その一部が比仕事 W_T に変わって軸動力として取り出され、残りが損失となる。したがって変換効率 η_T は

$$\eta_T = \frac{W_T}{E_T} = 1 - \frac{E_l}{E_T} \leq 1 \quad (2.24)$$

で定義され、原動機の全効率を与える。

原動機の実出力 W_T (W) は

$$P_T = \dot{m} W_T = \dot{m} E_T \eta_T \quad (2.25)$$

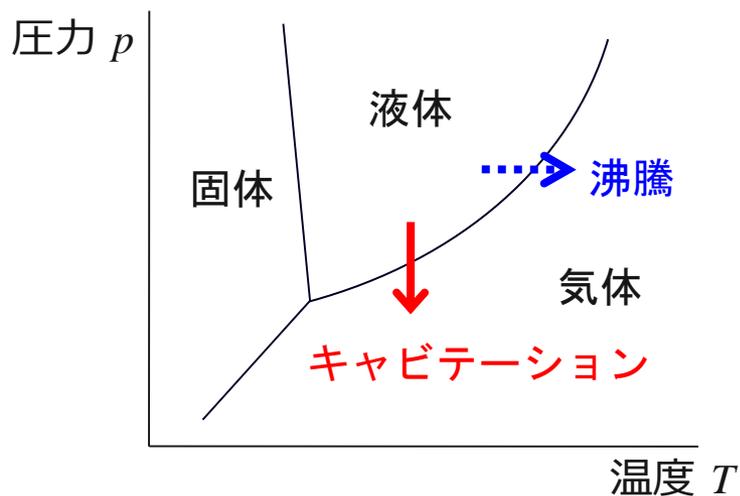


4. 流体機械で発生する特異な現象 <キャビテーション>

4. 1 キャビテーションとは

液体の圧力がその温度における飽和蒸気圧程度まで低下すると、液体が気体に相変化する。その相変化現象をキャビテーションまたはキャビテーション現象と呼び、そこに発生した気体の領域をキャビティ、気体が独立した気泡である場合は個々の気泡をキャビテーション気泡と呼ぶ。キャビテーションは古くは空洞現象と呼ばれていた。圧力低下に伴い、最初にキャビテーションが発生する瞬間を初生キャビテーション、圧力上昇に伴いキャビテーションが消える瞬間を消滅キャビテーションと呼ぶ。

下の水の状態図(概略図)に示すように、沸騰が温度上昇に伴い飽和蒸気圧曲線をまたぐことにより引き起こされる相変化現象であるのに対し、キャビテーションは圧力低下により引き起こされる相変化現象である。圧力低下により発生したキャビテーションは、再び周囲の圧力が上昇すると崩壊し、崩壊の際には高い衝撃圧を発生する。



相図



軸流ポンプに発生するキャビテーション

4.6 流体機械での発生条件

キャビテーションは局所的な圧力が最低となる付近で生じる。図5.3に羽入口部分の圧力分布を示す。圧力 p_1 、相対速度 W_1 で流入する流れに対して、翼面上の1点で最低圧力 p_{min} となる。いま、入口圧力 p_1 と最低圧力との差を

$$p_1 - p_{min} = \lambda \frac{\rho}{2} W_1^2 \quad (5.2)$$

で表す。ここで、 λ は翼の迎角や形状によって定まる係数である。動翼に入る前の流れの全圧を p_t とし、流れに予旋回がないものとする

$$p_1 = p_t - \frac{\rho}{2} v_{m1}^2 \quad (5.3)$$

したがって、キャビテーションが生じないための条件は

$$p_{min} = p_t - \frac{\rho}{2} (v_{m1}^2 + \lambda W_1^2) > p_v \quad (5.4)$$

すなわち、

$$p_t - p_v > \frac{\rho}{2} (v_{m1}^2 + \lambda W_1^2) \quad (5.5)$$

となる。全圧力 p_t と飽和蒸気圧 p_v の差のヘッド $(p_t - p_v) / \rho g$ は有効吸込みヘッドと呼ばれ、NPSH (net positive suction head) と略記される。

$$\text{NPSH} = (p_t - p_v) / \rho g \quad \langle \text{有効吸込みヘッド} \rangle$$

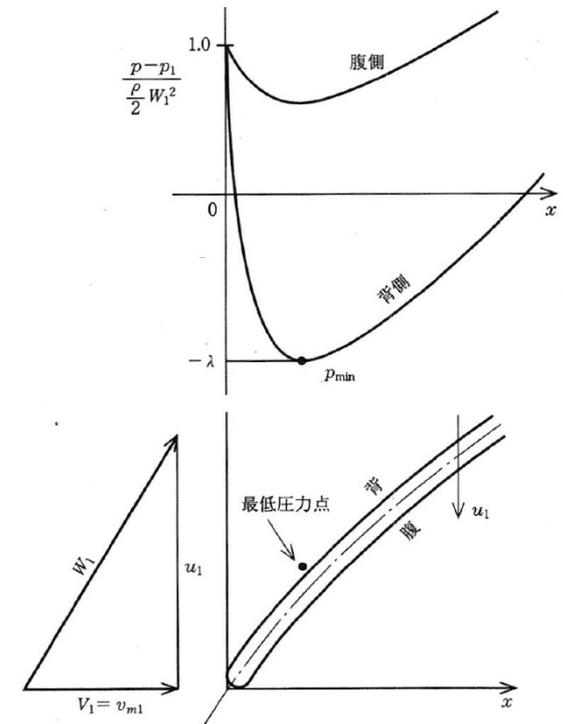


図 5.3 羽根入口部の圧力分布

NPSHを用いると、上の条件は次式で表される。

$$\text{NPSH} > \frac{1}{2g} (v_{m1}^2 + \lambda W_1^2) \equiv (\text{NPSH})_{\text{cr}} \quad (5.6) \quad \langle \text{必要有効吸込ヘッド} \rangle$$

すなわち、NPSHが臨界値 $(\text{NPSH})_{\text{cr}}$ (必要有効吸込ヘッド) 以上に保たれるときにはキャビテーションが防止される。

入口の外径 d 、ハブ比 ν の羽根車が予旋回なしに流量 Q 、回転数 n で作動している場合を考えると、式 (5.6) の $(\text{NPSH})_{\text{cr}}$ は入口周速 u_1 で定義した流量係数 $\phi_1 = v_{m1}/u_1$ 、 $u_1 = \pi n d_1$ ($d_1 =$ 入口直径) を用いて、次のように表すことができる。

$$(\text{NPSH})_{\text{cr}} = \frac{u_1^2}{2g} \{ \phi_1^2 (1 + \lambda) + \lambda \} \quad (5.7)$$

$(\text{NPSH})_{\text{cr}}$ を $(u_1^2/2g)$ で無次元化し、

$$\sigma_{\text{cr}} \equiv \frac{(\text{NPSH})_{\text{cr}}}{(u_1^2/2g)} = \phi_1^2 (1 + \lambda) + \lambda \quad (5.8) \quad \langle \text{臨界キャビテーション係数} \rangle$$

と表す。これを臨界キャビテーション係数と呼ぶ。

$(\text{NPSH})_{\text{cr}}$ を羽根車ヘッド H で無次元化した式

$$\begin{aligned} \sigma_{\tau, \text{cr}} &\equiv \frac{(\text{NPSH})_{\text{cr}}}{H} \\ &= \frac{1}{2\pi^{2/3}} \left\{ \frac{k\phi_1}{\sqrt{1-\nu^2}} \right\}^{4/3} \left(1 + \lambda + \frac{\lambda}{\phi_1^2} \right) \quad (5.9) \end{aligned}$$

をトーマのキャビテーション係数と呼ぶ。

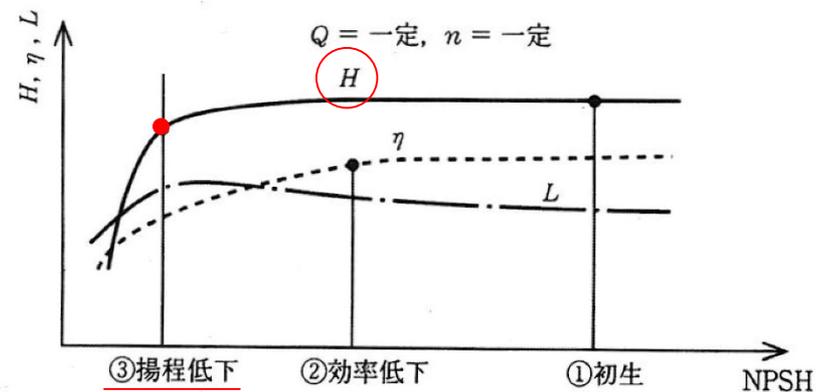


図 5.4 キャビテーションによる性能変化

実際のポンプに対する $(NPSH)_{cr}$ は実験的に求められる。一定回転数，一定流量で作動させながらNPSHだけを変化させ，キャビテーションの発生状況や全揚程 H ，効率 η ，動力 L の性能変化を求めた例を図5.4に示す。NPSHの低下に従い，

- ①キャビテーションの初生
- ②効率低下
- ③全揚程の低下

が生じるが，目的に応じて $(NPSH)_{cr}$ を決めればよい。普通は全揚程が3%低下するときの臨界値が用いられる。キャビテーションの初生点は気泡核分布や検知方法により異なるため，気泡核分布を測定し，検知方法を定義しておく必要がある。

流量係数が設計値から変化すると翼に対する迎角が変化し， λ も変化する。普通，設計迎角付近で λ が最小で，それ以外では λ が増加する。したがって，設計流量係数付近で $(NPSH)_{cr}$ は最小となる。

$(NPSH)_{cr}$ はポンプに固有のものであるが，NPSHはポンプの据付け位置によって変化する。図5.6のように据付けられたポンプは

$$NPSH = \frac{p_t - p_v}{\rho g} = \frac{p_a - p_v}{\rho g} - z_s - \sum h_l \quad (5.11)$$

となる。ここで， z_s は最もキャビテーションが起こりやすい位置までの水面からの高さ(吸込高さ)， h_l は管路要素の損失ヘッドであり，NPSHは液面圧力 p_a のみならず，吸込高さ z_s の影響を受ける。

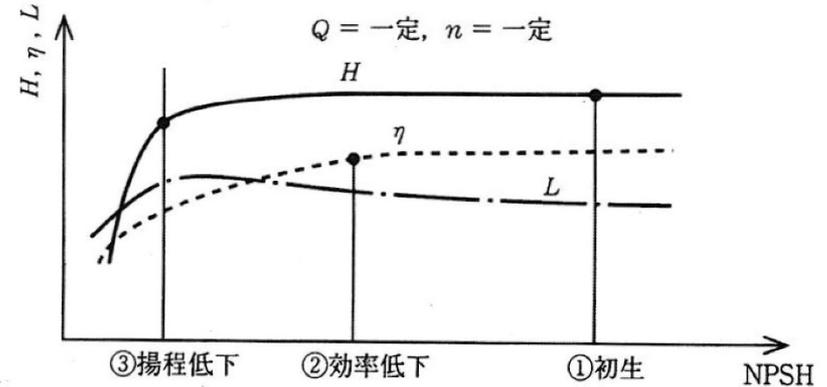


図 5.4 キャビテーションによる性能変化

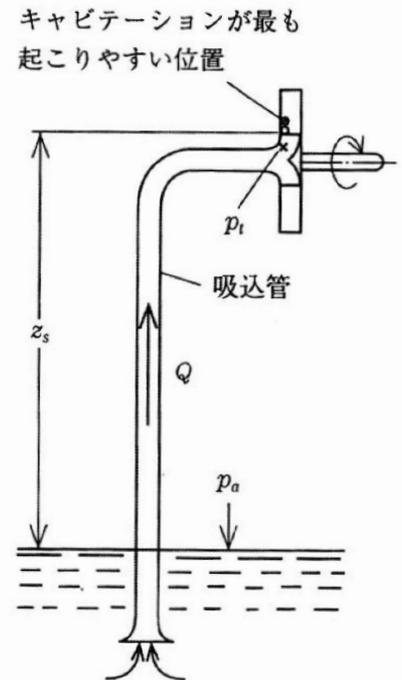
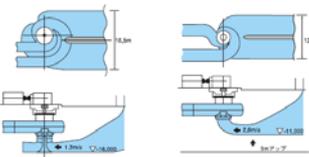
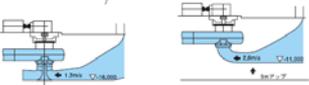
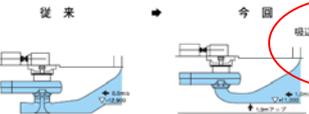
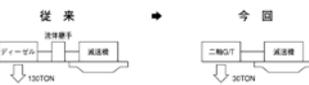
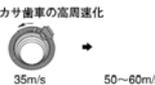


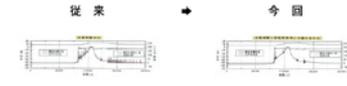
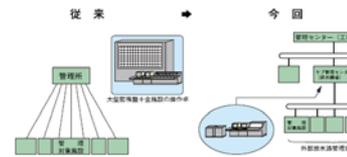
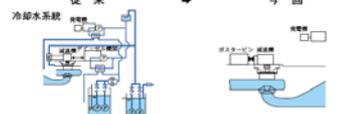
図 5.6 ポンプの据付け状態

排水ポンプの現状

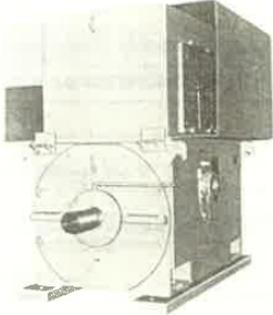
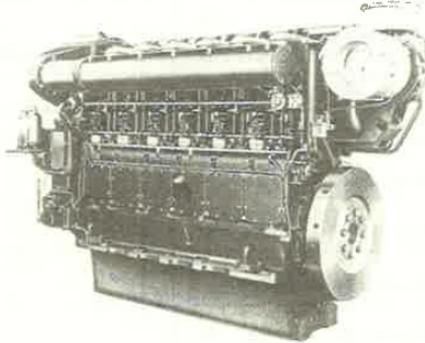
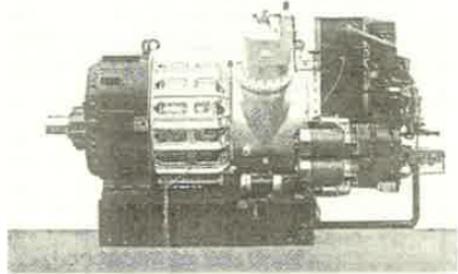
1. 庄和排水機場

新技術の導入とその効果

目的	施策	手段	新技術	設備概要の対比
建設費の低減	機場の小型化	① 主ポンプの高流速・小型化	主ポンプの高流速化 1.主ポンプ入口水路流速 約1.3m/s → 約2.6m/s 2.ポンプ引継車径 	従来 → 今回 
			吸込性能の向上 従来の約20%の性能向上	
		② 吸込水路の高流速・小型化	吸込水路の高流速化 従来に比べ約2倍の高流速化 約0.5m/s → 約1.0m/s	従来 → 今回 
			吸込水路底盤レベル 約1.9m低 	
		③ 原動機の軽量化	原動機にガスタービンを採用 (ディーゼルエンジン → ガスタービン)	従来 → 今回 
	④ 歯車減速機の小型化	かさ歯車の高周速化 	従来 → 今回 	
	⑤ 天井クレーンの省略	機器分割重量の軽量化	従来 → 今回 	
将来延応	⑥ 今回ポンプの改造で対応	1.ポンプ排水能力の増加 回転体の改造により、同一ケーシングで排水量を約1.5倍に向上 2.原動機ツイン駆動方式 将来延伸時、ガスタービンのツイン駆動で容量アップ	従来 → 今回 	

目的	施策	手段	新技術	設備概要の対比	
信頼性の向上	設備の簡素化	⑦ 始動、停止、繰り返し運転の回避	1.運転領域の広いポンプ特性 回転数制御により、排水量ゼロ近くまで運転できるポンプ特性 2.ガスタービンの広範囲回転数制御 回転数を広範囲で連続的に制御できる二軸式ガスタービン	従来 → 今回  小洪水時：ポンプON-OFF20回 小洪水時：ポンプON-OFF無し	
		⑧ 操作制御設備の高信頼性化	1.分散制御階層別集中管理 2.操作制御系統の多重化、分散化 3.高度運転及び施設管理機能の採用	従来 → 今回  大洪水発生時高水位の操作 小洪水発生時低水位の操作	
		⑨ 機械設備の二系統化	動力設備・補機設備の二系統分散化	従来 → 今回  動力・補機	
		⑩ 機場の完全無水化	1.駆動機の高タービン化 2.減速機冷却方式の無水化	従来 → 今回  冷却水系統 減速機冷却方式	
		⑪ コンクリート打設部のはつり作業を省略	セメント結晶増殖材の採用 セメント結晶増殖材を塗布する事により、ポンプ開口部のはつり作業を省略	従来 → 今回  ・足場の簡略化 ・作業時間の低減 ・廃棄物の低減	
		⑫ リサイクル性、防災安全性の優れたケーブル材の使用	エコマテリアルケーブルの採用	 環境安全性の向上 リサイクル性の向上 防災安全性の向上	

原動機形式比較

項 目		電 動 機	デ ィ ー ゼ ル 機 関	ガ ス タ ー ビ ン
概 要 [概要図]				
[説、明]		構造が簡単で取扱いが容易。他の原動機に比べ、回転数制御が容易。また、占有面積も小さい。買電の場合は、停電時運転不能となる。自家発電装置を備えた場合は、その原動機（ディーゼル機関・ガスタービン）の諸問題（振動・騒音・排気ガス）を解決しなければならない。	停電に左右されないため、非常用に適する。付属機器が多いため構成が複雑である。電動機より振動・騒音が大きい。	停電に左右されないため、非常用に適する。ディーゼル機関に比較し、振動・騒音対策は比較的容易。小形で大出力が可能であるが、燃料消費量は多い。「横軸タイプ」と設置スペースをコンパクト化できる「立軸タイプ」があり、機場条件を考慮し使い分ける必要がある。
計 画 条 件	施設条件	揚排水量	小～超大形ポンプ ○	小～超大形ポンプ ◎
		地理的条件	湿度が高い環境では、絶対低下に注意を要する。 -	気圧の低い所では出力の補正が必要。低湿地域ではヒーターによる余熱が必要。 -
		運転時間・騒音	比較的運転時間の長い常時排水、揚水、浄化等に適する。 ×	運転時間の短い非常用排水に適する。 ◎
	運転操作	操 作	機器が少ないので、自動化が容易である。 ◎	機器が多く複雑なので、有人・運動運転に適する。 ◎
		制 御	回転数制御の範囲が広い。 ○	捻り振動の問題があるので、回転数制御範囲は制限される。 ◎
	維持管理	管理体制	機器構造が簡単で堅牢なため比較的容易。 ◎	電動機に比べて構造は複雑である。シリンダー迄の分解点検は、現場で可能。 ○
		信 頼 性	構造や機器構成が簡単なので信頼性が高い。 ◎	ディーゼル機関より補機が少なく機器構成が簡単なため、信頼性は高い。 ○
	法及びその他の要求条件	法 規 制	低騒音・低振動が求められる場合に適する。 ◎	騒音・振動が大きいので法的規制が適用される場合には対策が必要となる。 ○
		排 気 ガ ス	原理的に排気ガスは発生しないので、その懸念はない。 -	排気ガスにはNOx、SOx含まれる。ただし、非常用施設では、規制が除外されている。 ○
		場 内 環 境	騒音・振動が運転員に与える影響が少ないので、良好な場内環境が得られる。 ◎	振動・騒音が大きく、場内環境に影響を与えやすい。 ○
有効活用	エ ネ ル ギ ー	-	廃熱の利用などが考えられる。 -	
経 済 性		買電による常時排水など、運転時間の長い場合には、他原動機よりトータルコスト的に経済的になる。 ×	運転時間が短い場合には、設備費を含んでも電動機駆動より経済的になる場合が多い。 ○	
総 合 評 価			採 用 可	採 用 可

農林系大型機場

大型機場比較

発注	機場名	発注年	総排水量 [m ³ /s]	ポンプ						駆動機	特記事項
				型式	口径 [mm]	吐出力 [m ³ /s]	全揚程 [m]	出力 [kW]	台数 [台]		
北陸農政局	親松排水機場	2004	60	立軸軸流	2400	15	4.4	1000	2	電動機	可動翼
				立軸軸流	2200	15	5	1200	2	ガスタービン(二軸式)	
北陸農政局	新井郷川排水機場	1991	110	立軸軸流	3200	22	2.2	800	1	電動機	可動翼
				立軸軸流	3200	22	2.2	660	2	電動機	
				立軸軸流	3200	22	2.2	810	2	ガスタービン(二軸式)	
近畿農政局	巨椋池排水機場	2001	80	立軸斜流	1800	8	6.3	680	2	電動機	可動翼
				立軸斜流	2600	21.33	6.55	2060	3	ディーゼルエンジン	
東北農政局	北部排水機場	2004	40	立軸斜流	2200	12	9	1460	2	電動機	
				立軸斜流	1800	8	9	980	2	電動機	
東北農政局	南部排水機場	1998	50	立軸斜流	2200	12	9.1	1450	2	電動機	
				立軸斜流	1800	8	9.1	970	2	電動機	
				立軸斜流	2200	10	1.8	380	2	電動機	
北陸農政局	白根排水機場	2005	37.7	立軸斜流	1800	9.05	5.6	750	2	ガスタービン(二軸式)	用排水ポンプ 高Ns・高流速
				立軸斜流	2000	9.8	5.5	730	2	電動機	
				立軸軸流	2800	17.7	2	464	3	ディーゼルエンジン	
関東農政局	新川機場	2004	60	立軸軸流	1800	6.9	2	190	1	電動機	可動翼
北海道開発局	大学排水機場	1988	33	横軸斜流	2000	9.73	4.85	670	3	ディーゼルエンジン	可動翼
				横軸斜流	1350	3.77	4.55	258	1	ディーゼルエンジン	
北陸農政局	新川河口排水機場	2007	240	横軸軸流 (チューブラ)	4200	40	2.6	1400	6	電動機	可動翼
水資源機構	大和田機場	2003	120	立軸軸流	3600	30	5.3	2600	2	電動機	
				立軸軸流	2500	15	5.3	1300	4	ガスタービン(二軸式)	
水資源機構	印旛機場	2002	92	立軸軸流	2600	15.33	2.9	860	3	ディーゼルエンジン	
				立軸軸流	2600	15.33	2.9	820	3	電動機	
愛知県	日光川河口排水機場	1990	150	立軸軸流	4600	75	3.7	4266	2	ディーゼルエンジン	可動翼

ヘッド:
軸流 < 斜流 < 遠心

原動機:
モータ or ディーゼルエンジン

モータ:
停電時にポンプを運転できない

建設・下水系大型機場

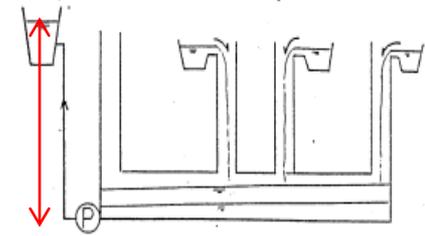
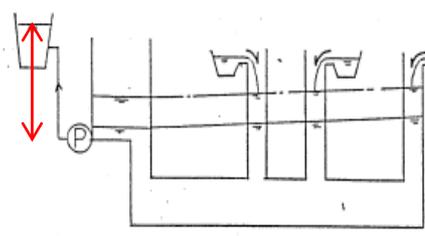
発注	機場名	発注年	総排水量 [m ³ /s]	ポンプ						駆動機	特記事項
				型式	口径 [mm]	吐出力 [m ³ /s]	全揚程 [m]	出力 [kW]	台数 [台]		
近畿地方整備局 (大阪府)	毛馬排水機場	1972	330	立軸軸流	4000	55	3.5	2500	6	電動機	可動翼
関東地方整備局	庄和排水機場	1997	200	立軸渦巻斜流	(4600)	50	14	10300	4	ガスタービン(二軸式)	
関東地方整備局	三郷排水機場	1977	200	立軸渦巻斜流	4600	50	6.2	4563	3	ディーゼルエンジン	
				立軸渦巻斜流	3000	20	6.3	1840	1	ディーゼルエンジン	
				立軸渦巻斜流	3600	30	6.2	2576	1	ディーゼルエンジン	

その他

発注	機場名	発注年	総排水量 [m ³ /s]	ポンプ						駆動機	特記事項
				型式	口径 [mm]	吐出力 [m ³ /s]	全揚程 [m]	出力 [kW]	台数 [台]		
埼玉県	大場川上流排水機場	1999	60	立軸斜流	2000	10	7	1030	2	ディーゼルエンジン	
				立軸斜流	3000	20	7	1990	2	ディーゼルエンジン	
四日市市	雨池ポンプ場	1998	62.1	立軸斜流	1650	5.7	4.8	370	1	電動機	
				立軸斜流	1650	5.7	4.8	370	1	ディーゼルエンジン	
				立軸斜流	2800	16.9	4.8	1250	3	ディーゼルエンジン	

放水路運用方式比較

表 3-2 放水路運用方式の比較

項 目	開 水 路 運 用	圧 力 管 運 用	備 考																
概 要	<ul style="list-style-type: none"> ポンプ揚程 × 総出力 = 47m × 174,000ps ポンプを放水路底盤レベル付近に設置し、自由水面を持った開水路運用とする。 <p>江戸川</p> 	<ul style="list-style-type: none"> ポンプ揚程 × 総出力 = 22m × 82,000ps ポンプ運転水位を高くし、圧力管として運用する。 <p>江戸川</p> 																	
排水操作性	<p>通常運転：放水路の貯留効果を利用し、比較的安定した運転操作が可能</p> <p>超過洪水：放水路の貯留効果を利用して、流入制御までの時間的余裕が有る</p> <p>設備故障：放水路の貯留効果を利用して、流入制御までの時間的余裕が有る</p>	<p>通常運転：運転管理体制の充実が必要 ・運転操作失敗は倉松川へ逆流する可能性が有る為、流入ゲートでの対応が必要</p> <p>超過洪水：放水路の貯留効果が少ない為、流入制御までの時間的余裕が無い</p> <p>設備故障：放水路の貯留効果が少ない為、流入制御までの時間的余裕が無い</p>	△																
維持管理性	<p>放水路：堆砂量が少なく、ドライにするのが容易な為維持管理が容易</p> <p>ポンプ設備：ほぼ同じ</p>	<p>放水路：堆砂量が多く、別途ポンプでドライにする必要があり、維持管理は大変</p> <p>ポンプ設備：ほぼ同じ</p>	△																
経 済 性	<p><条件> 1. 放水路底盤：▽-35.00 2. 総排水量：200m³/s</p> <table border="1"> <tr> <td>ポンプ設備</td> <td>70,100百万円</td> </tr> <tr> <td>機場土木</td> <td>66,200百万円</td> </tr> <tr> <td>放水路</td> <td>65,500百万円</td> </tr> <tr> <td>合 計</td> <td>201,800百万円</td> </tr> </table>	ポンプ設備	70,100百万円	機場土木	66,200百万円	放水路	65,500百万円	合 計	201,800百万円	<p>同 左</p> <table border="1"> <tr> <td></td> <td>38,200百万円</td> </tr> <tr> <td></td> <td>36,000百万円</td> </tr> <tr> <td></td> <td>42,300百万円</td> </tr> <tr> <td></td> <td>116,500百万円</td> </tr> </table>		38,200百万円		36,000百万円		42,300百万円		116,500百万円	<p>施設の総費用は流入施設、その他の費用を加算する必要有り</p>
ポンプ設備	70,100百万円																		
機場土木	66,200百万円																		
放水路	65,500百万円																		
合 計	201,800百万円																		
	38,200百万円																		
	36,000百万円																		
	42,300百万円																		
	116,500百万円																		

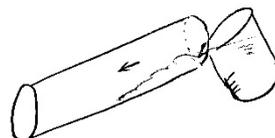
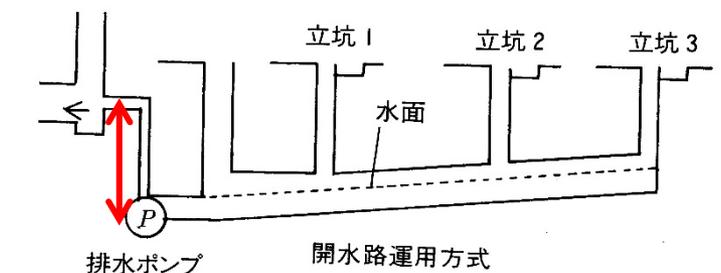
逆サイホン方式

a) 広い地域の治水対策に有効である

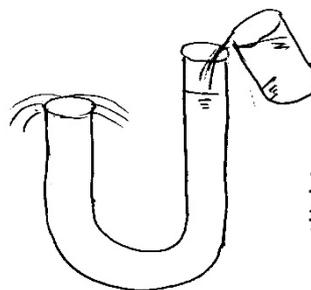
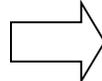
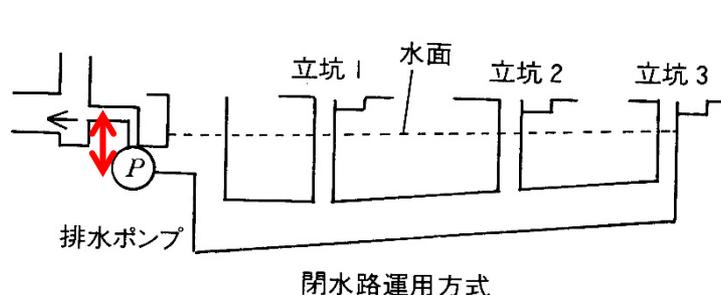
開水路方式は、立坑からの流入水が排水機場の水位に影響を与える時間は水流の速度と同等の時間がかかるため、長時間を要することになる。一方、逆サイホン方式は、あたかもU字管のように、片側（立坑）からの流入水が液柱の圧力変動として他端の水位変動に瞬時に影響する為、立坑からの流入水量をリアルタイムで排水機場から排水することが可能である。なお、放水路長さ（U字管の長さ）が長くなっても、ほとんど伝達時間は変わらない。この特徴により、広範囲における複数河川の治水対策に有効な施設となる。

b) ポンプ設置レベルが浅くポンプ出力も小さい

放水路は満管状態での運用であり、ポンプ場の設置レベルを浅くすることができ、ポンプ出力も小さくなる。したがって、土木構造物及びポンプ設備の建設コストの大幅な低減が可能である。



立坑からの流入水が排水機場に到達するのに時間を要す



立坑からの流入した水量をリアルタイムで排水機場から排水することが可能である