

東海第二発電所 工事計画審査資料	
資料番号	工認-207 改 0
提出年月日	平成 30 年 3 月 29 日

V-3-2-11 重大事故等クラス 2 弁の強度計算方法

目次

1.	一般事項	1
1.1	概要	1
1.2	適用規格及び基準との適合性.....	1
1.3	強度計算書の構成とその見方.....	2
1.4	計算精度と数値の丸め方	3
1.5	材料の表示方法	4
2.	重大事故等クラス2弁の強度計算方法.....	5
2.1	弁箱又は弁ふたの最小厚さの計算.....	5
2.2	2.1項の規定に適合しない場合の計算	8
2.3	管台の最小厚さの計算	10
2.4	フランジの強度計算	11
3.	添付図	23
4.	設計・建設規格における材料の規定によらない場合の評価.....	24

別紙 重大事故等クラス2弁の強度計算書のフォーマット

1. 一般事項

1.1 概要

本資料は、発電用原子力設備のうち重大事故等クラス2弁の強度計算方法について説明するものである。

1.2 適用規格及び基準との適合性

- (1) 強度計算は、発電用原子力設備規格（設計・建設規格（2005年版（2007年追補版含む。））JSME S NC1-2005/2007）（日本機械学会 2007年）（以下「設計・建設規格」という。）により行い、強度計算書としてまとめる。
設計・建設規格 規格番号と本資料との対応は、表1-1に示すとおりである。
- (2) 設計・建設規格に計算式の規定がないものについては他の規格及び基準を適用して行う。日本工業規格（以下「JIS」という。）と本資料との対応は、表1-2に示すとおりである。
- (3) それ以外のフランジは、以下に掲げる規格（材料に係る部分を除く。）又は設計・建設規格別表2に掲げるものを使用する。（設計・建設規格 VVC-3410）
a. JIS B 2220 (2004) 「鋼製管フランジ」

表1-1 設計・建設規格 規格番号と強度計算書との対応

設計・建設規格 規格番号	本資料の計算式 (章節番号)	備考
VVC-3200 耐圧部の設計		弁箱又は弁ふた及び管台の強度計算
VVC-3210	2.1	弁箱又は弁ふたの最小厚さの計算
VVC-3220	2.2	2.1項の規定に適合しない場合の計算
VVC-3230	2.3	管台の最小厚さの計算
VVC-3300 弁の応力評価		フランジの強度計算
VVC-3310 (a) *	2.4	弁箱と弁ふたのフランジの応力解析
VVC-3310 (b) *	2.4	フランジボルトの応力解析

注記 * : 設計・建設規格 VVC-3310による計算は、接続管の外径が115mmを超える弁について適用する。

表 1-2 J I S と強度計算書との対応

J I S		本資料の計算式 (章節番号)	備 考
No.	項		
J I S B 8 2 6 5 (2003) 「圧力容器の構造—一般事項」 附属書3（規定） 「圧力容器のボルト締めフランジ」 附属書4（規定） 「全面形非金属ガスケットを用いる全 面座フランジ」	3 4 3 4	2.4	フランジの強度計算*

注記 * : 設計・建設規格 VVC-3310 により J I S B 8 2 6 5 (2003) 「圧力容器の構造—一般事項」 (以下「J I S B 8 2 6 5」という。) の附属書3（規定）「圧力容器のボルト締めフランジ」及び附属書4（規定）「全面形非金属ガスケットを用いる全面座フランジ」を用いて計算を行う。

1.3 強度計算書の構成とその見方

- (1) 強度計算は、本資料と各弁の強度計算書からなる。
- (2) 各弁の強度計算書では、記号の説明及び計算式を省略しているので、本資料によるものとする。

1.4 計算精度と数値の丸め方

計算の精度は、6桁以上を確保する。

表示する数値の丸め方は、表 1-3 に示すとおりとする。

表 1-3 表示する数値の丸め方

数値の種類		単位	処理桁	処理方法	表示桁
圧力	最高使用圧力	MPa	—	—	小数点以下第2位
	設計・建設規格 別表1-1に規定する 許容圧力	MPa	*1 — (小数点以下第3位)	*1 — (四捨五入)	小数点以下第2位
	上記以外の圧力	MPa	小数点以下第3位	切上げ	小数点以下第2位
	温度	°C	—	—	整数位
応力	許容応力 *2	MPa	小数点以下第1位	切捨て	整数位
	算出応力	MPa	小数点以下第1位	切上げ	整数位
長さ	計算上必要な厚さ	mm	小数点以下第2位	切上げ	小数点以下第1位
	実際の長さ	mm	—	—	小数点以下第1位
	ボルト谷径	mm	—	—	小数点以下第3位
	上記以外の長さ	mm	小数点以下第2位	四捨五入	小数点以下第1位
面積	総断面積	mm ²	有効数字5桁目	四捨五入	有効数字4桁*3
	実際の断面積	mm ²	有効数字5桁目	四捨五入	有効数字4桁*3
力	弁操作力による反力	N	—	—	整数位
	上記以外の力	N	有効数字5桁目	四捨五入	有効数字4桁*3
モーメント		N·mm	有効数字5桁目	四捨五入	有効数字4桁*3
角度		°	—	—	小数点以下第1位

注記 *1：設計・建設規格 別表に定められる温度区分の中間の温度における許容圧力を比例法により補間して求める場合は、（ ）内を適用する。

*2：設計・建設規格 付録材料図表に記載された温度の中間における許容引張応力は、比例法により補間した値の小数点以下第1位を切り捨て、整数位までの値とする。

*3：絶対値が1000以上のときは、べき数表示とする。

1.5 材料の表示方法

材料は次に従い表示するものとする。

- (1) 設計・建設規格に定める材料記号を原則とする。

JISの改正により設計・建設規格に定める材料記号と相違が生じた場合、設計・建設規格と同等以上の材料であることを確認し、最新のJISによる材料記号を表示する。

設計・建設規格に記載されていないが設計・建設規格に相当材が記載されている場合は、次のように表示する。

相当材記号 相当 (当該材記号)

(例 1) SM400A 相当 (SMA400AP)

(例 2) SCS14A 相当 (ASME SA351 Gr.CF8M)

- (2) 使用する厚さ又は径等によって許容引張応力の値が異なる場合、材料記号の後に該当する厚さ又は径等の範囲を付記して表示する。

(例) SNB7 (径 \leq 63mm)

- (3) ガスケット材料で非石綿の場合の表示は、フランジの強度計算「記号の説明」の「計算書の表示」による。

(例) NON-ASBESTOS

SUS-NON-ASBESTOS

なお、この場合のガスケット係数(m)及びガスケットの最小設計締付圧力(y)は、

JIS B 8265附属書3 表2 備考3よりガスケットメーカ推奨値を適用する。

2. 重大事故等クラス2弁の強度計算方法

発電用原子力設備のうちクラス2弁の強度計算に用いる計算式と記号を以下に示す。

2.1 弁箱又は弁ふたの最小厚さの計算

設計・建設規格 VVC-3210 を適用する。

(1) 記号の説明

設計・建設規格の記号	計算書の表示	表示内容	単位
d_m	d_m	図3-1に示す弁入口流路内径	mm
d_n	d_n	図3-1に示すネック部の内径	mm
ℓ	ℓ	$\frac{d_n}{d_m} \leq 1.5$ の場合、図3-2に示すネック部の厚さが t 以上必要な部分の範囲	mm
P	P	最高使用圧力	MPa
P_1	P_1	最高使用温度における設計・建設規格 別表1-1に規定する許容圧力の欄のうち、最高使用圧力より低く、かつ、最も近い呼び圧力の項の許容圧力	MPa
P_2	P_2	最高使用温度における設計・建設規格 別表1-1に規定する許容圧力の欄のうち、最高使用圧力より高く、かつ、最も近い呼び圧力の項の許容圧力	MPa
t	t	弁箱（ネック部を除く。）又は弁ふたの計算上必要な厚さ	mm
t_1	t_1	設計・建設規格 別表3の呼び圧力（設計・建設規格 別表1-1において P_1 に対応する呼び圧力をいう。）の欄のうち、当該弁の弁入口流路内径に対応する値	mm
t_2	t_2	設計・建設規格 別表3の呼び圧力（設計・建設規格 別表1-1において P_2 に対応する呼び圧力をいう。）の欄のうち、当該弁の弁入口流路内径に対応する値	mm
	t_{ab}	弁箱の最小厚さ	mm
	t_{af}	弁ふたの最小厚さ	mm
	T_m	最高使用温度	°C
t_m	t_{m1}	ℓ の範囲内のネック部の計算上必要な厚さ	mm
t_m	t_{m2}	ℓ の範囲外及び $\frac{d_n}{d_m} > 1.5$ の場合ネック部の計算上必要な厚さ	mm

設計・建設規格の記号	計算書の表示	表示内容	単位
	t_{m1}	t_{m1} に対応するネック部の最小厚さ	mm
	t_{m2}	t_{m2} に対応するネック部の最小厚さ	mm

(2) 算式

- a. 弁箱（ネック部を除く。）又は弁ふたの計算上必要な厚さ

$$t = t_1 + \frac{(P - P_1) \cdot (t_2 - t_1)^*}{(P_2 - P_1)}$$

注記 * : 最高使用圧力が最高使用温度における設計・建設規格 別表 1-1 に規定する許容圧力の欄に掲げる許容圧力以下の場合は、弁箱（ネック部を除く。）又は弁ふたの計算上必要な厚さ t は、設計・建設規格 別表 3 の呼び圧力 (1.03MPa) の欄のうち当該弁の弁入口流路内径に対応する値とする。

- b. ネック部の計算上必要な厚さ

$$(a) \quad \frac{d_n}{d_m} \leq 1.5 \text{ の場合}$$

- イ. 弁箱流路方向の外径から、ネック方向に沿って次の式で計算した ℓ の範囲の必要厚さ

$$t_{m1} = t$$

$$\ell = 1.1 \cdot \sqrt{d_m \cdot t}$$

- ロ. イ. 以外のネック部の必要厚さ

$$t_{m2} = \frac{2 \cdot d_n \cdot t}{3 \cdot d_m}$$

$$(b) \quad \frac{d_n}{d_m} > 1.5 \text{ の場合}$$

$$t_{m2} = \frac{2 \cdot d_n \cdot t}{3 \cdot d_m}$$

(3) 評価

以下の条件を満足すれば十分である。ただし、弁箱（ネック部を含む。）で2.2項に掲げる規定（設計・建設規格 VVC-3220）を満足する場合については、この限りではない。

- a. 弁箱（ネック部を除く。）又は弁ふたの最小厚さ

$$t_{ab} \geq t$$

$$t_{af} \geq t$$

- b. ネック部の最小厚さ

(a) $\frac{d_n}{d_m} \leq 1.5$ の場合

$$t_{ma1} \geq t_{m1}$$

$$t_{ma2} \geq t_{m2}$$

(b) $\frac{d_n}{d_m} > 1.5$ の場合

$$t_{ma2} \geq t_{m2}$$

2.2 2.1 項の規定に適合しない場合の計算
設計・建設規格 VVC-3220 を適用する。

(1) 記号の説明

設計・建設規格の記号	計算書の表示	表示内容	単位
D	D	t 又は t_{m1} 若しくは t_{m2} を満足しない部分を囲んだ円の直径の許容範囲	mm
	D'	t 又は t_{m1} 若しくは t_{m2} を満足しない部分を囲んだ円の実際の直径	mm
d_1, d_2	d_1, d_2	t 又は t_{m1} 若しくは t_{m2} を満足しない部分が 2 箇所以上ある場合の、それぞれの部分を囲んだ円の直径	mm
d_m	d_m	図 3-1 に示す弁入口流路内径	mm
ℓ	ℓ	t 又は t_{m1} 若しくは t_{m2} を満足しない部分が 2 箇所以上ある場合の、それぞれの部分を囲んだ円と円との中心間距離の許容範囲	mm
	ℓ'	t 又は t_{m1} 若しくは t_{m2} を満足しない部分が 2 箇所以上ある場合の、それぞれの部分を囲んだ円と円との中心間距離の実際の距離	mm
t	t	弁箱（ネック部を除く。）又は弁ふたの計算上必要な厚さ（設計・建設規格 VVC-3210(1)による。）	mm
	t'	t 又は t_{m1} 若しくは t_{m2} を満足しない部分の最小厚さ	mm
t_m	t_{m1}, t_{m2}	ネック部の計算上必要な厚さ (設計・建設規格 VVC-3210(2)による。)	mm

(2) 評価

2.1 項の規定（設計・建設規格 VVC-3210）に適合しない部分がある弁箱であっても、当該部分が以下の条件を満足すれば十分である。

- a. t 又は t_{m1} 若しくは t_{m2} を満足しない部分を囲んだ円の直径

$$D' \leq D$$

$$D = 0.35 \cdot \sqrt{d_m \cdot t}$$

- b. t 又は t_{m1} 若しくは t_{m2} を満足しない部分の厚さ

$$t' \geq \frac{3}{4} \cdot t$$

- c. t 又は t_{m1} 若しくは t_{m2} を満足しない部分が 2 箇所以上ある場合の、それぞれの部分を囲んだ円と円との中心間の距離

$$\ell' \geq \ell$$

$$\ell = 1.75 \cdot \sqrt{d_m \cdot t} + 0.5 \cdot (d_1 + d_2)$$

2.3 管台の最小厚さの計算

設計・建設規格 VVC-3230 を適用する。

(1) 記号の説明

設計・建設規格の記号	計算書の表示	表示内容	単位
D _o	N o.	管台の番号	—
P	D _o	管台の外径	mm
S	P	最高使用圧力	MPa
t	S	管台の最高使用温度における設計・建設規格 付録材料図表 Part5 表 5 に規定する材料の許容引張応力	MPa
t _{b r}	t	管台の計算上必要な厚さ	mm
T _m	t _{b r}	管台の最小厚さ	mm
t _{n o}	T _m	最高使用温度	°C
η	t _{n o}	管台の公称厚さ	mm
	η	継手の効率 (設計・建設規格 PVC-3130 の表 PVC-3130-1 より求めた値)	—

(2) 算式

$$t = \frac{P \cdot D_o}{2 \cdot S \cdot \eta + 0.8 \cdot P}$$

(3) 評価

以下の条件を満足すれば十分である。

$$t_{b r} \geq t$$

2.4 フランジの強度計算

2.4.1 ボルト締めフランジ

設計・建設規格 VVC-3310 を適用する。

(1) 記号の説明

J I S の記号	計算書の表示	表示内容	単位
A	A	フランジの外径	mm
A _b	A _b	実際に使用するボルトの総有効断面積	mm ²
A _m	A _m	ボルトの総有効断面積	mm ²
A _{m1}	A _{m1}	使用状態でのボルトの総有効断面積	mm ²
A _{m2}	A _{m2}	ガスケット締付時のボルトの総有効断面積	mm ²
B	B	フランジの内径	mm
B ₁	B ₁	B + g ₀ (f ≥ 1 のときの一体形フランジの場合) B + g ₁ (f < 1 のときの一体形フランジの場合)	mm
b	b	ガスケット座の有効幅	mm
b _o	b _o	ガスケット座の基本幅	mm
C	C	ボルト穴の中心円の直径	mm
d	d	係数 (= $\frac{U}{V} \cdot h_o \cdot g_o^2$ (一体形フランジの場合))	mm ³
d _b	d _b	ボルトのねじ部の谷の径と軸部の径の最小部の小さい方の径	mm
e	e	係数 (= $\frac{F}{h_o}$ (一体形フランジの場合))	mm ⁻¹
F	F	一体形フランジの係数 (J I S B 8265 附属書3 図5又は表4による。)	—
	F _e	フランジに作用する機械的鉛直荷重 (弁操作力による反力)	N
f	f	ハブ応力修正係数 (J I S B 8265 附属書3 図4又は表4による。)	—
G	G	ガスケット反力円の直径	mm
	G _s	ガスケット接触面の外径	mm

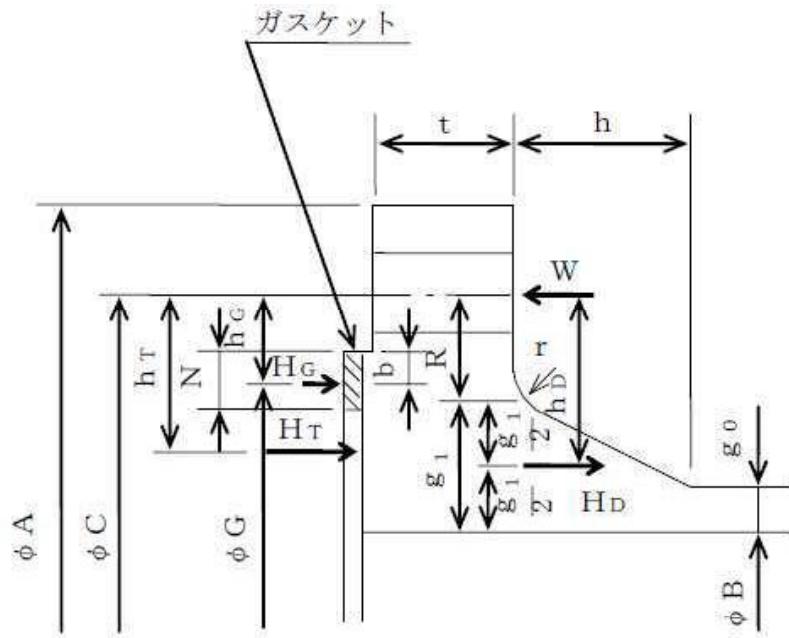
J I Sの記号	計算書の表示	表示内容	単位
g_0	g_0	ハブ先端の厚さ	mm
g_1	g_1	フランジ背面のハブの厚さ	mm
H	H	内圧力によってフランジに加わる全荷重	N
h	h	ハブの長さ	mm
H_D	H_D	内圧力によってフランジの内径面に加わる荷重	N
h_D	h_D	ボルト穴の中心円から H_D 作用点までの半径方向の距離	mm
H_G	H_G	ガスケット荷重	N
h_G	h_G	ボルト穴の中心円から H_G 作用点までの半径方向の距離	mm
h_o	h_o	$\sqrt{B \cdot g_0}$	mm
H_P	H_P	気密を十分に保つために、ガスケットに加える圧縮力	N
H_T	H_T	内圧力によってフランジに加わる全荷重とフランジの内径面に加わる荷重との差	N
h_T	h_T	ボルト穴の中心円から H_T 作用点までの半径方向の距離	mm
K	K	フランジの内外径の比	—
L	L	係数 $\left(= \frac{t \cdot e + 1}{T} + \frac{t^3}{d} \right)$	—
m	m	ガスケット係数 (J I S B 8 2 6 5 附属書3 表2による。)	—
M_D	M_D	内圧力によってフランジの内径面に加わる荷重によるモーメント	N·mm
	M_e	フランジ部に作用するモーメント (駆動部の偏心荷重によるモーメント)	N·mm
M_G	M_G	ガスケット荷重によるモーメント	N·mm
M_g	M_g	ガスケット締付時にフランジに作用するモーメント	N·mm
M_o	M_o	使用状態でフランジに作用するモーメント	N·mm
M_T	M_T	内圧力によってフランジに加わる全荷重とフランジの内径面に加わる荷重との差によるモーメント	N·mm
N	N	ガスケットの接触面の幅 (J I S B 8 2 6 5 附属書3 表3による。)	mm

J I S の記号	計算書の表示	表示内容	単位
n	n	ボルトの本数	—
	P	最高使用圧力	MPa
	P _{e q}	機械的荷重によりフランジ部に作用する曲げモーメントを圧力に換算した等価圧力	MPa
P	P _{F D}	フランジの設計圧力	MPa
R	R	ボルトの中心円からハブとフランジ背面との交点までの半径方向の距離	mm
T	T	$K = \left(\frac{A}{B} \right)$ の値によって定まる係数 (J I S B 8265 附属書3 図7による。)	—
t	t	フランジの厚さ	mm
U	U	$K = \left(\frac{A}{B} \right)$ の値によって定まる係数 (J I S B 8265 附属書3 図7による。)	—
V	V	一体形フランジの係数 (J I S B 8265 附属書3 図8又は表4による。)	—
W _g	W _g	ガスケット締付時のボルト荷重	N
W _{m 1}	W _{m 1}	使用状態での必要な最小ボルト荷重	N
W _{m 2}	W _{m 2}	ガスケット締付時に必要な最小ボルト荷重	N
W _o	W _o	使用状態でのボルト荷重	N
Y	Y	$K = \left(\frac{A}{B} \right)$ の値によって定まる係数 (J I S B 8265 附属書3 図7による。)	—
y	y	ガスケットの最小設計締付圧力 (J I S B 8265 附属書3 表2による。)	N/mm ²
Z	Z	$K = \left(\frac{A}{B} \right)$ の値によって定まる係数 (J I S B 8265 附属書3 図7による。)	—
π	π	円周率	—

J I S の記号	計算書の表示	表示内容	単位
σ_a	σ_a	常温におけるボルト材料の設計・建設規格 付録 材料図表 Part5 表7に定める許容引張応力	MPa
σ_b	σ_b	最高使用温度におけるボルト材料の設計・建設規格 付録材料図表 Part5 表7に定める許容引張応力	MPa
σ_f	$\sigma_{f\,a}$	常温におけるフランジ材料の設計・建設規格 付録材料図表 Part5 表5に定める許容引張応力	MPa
σ_f	$\sigma_{f\,b}$	最高使用温度におけるフランジ材料の設計・建設規格 付録材料図表 Part5 表5に定める許容引張応力	MPa
σ_H	σ_{Hg}	ガスケット締付時のハブの軸方向応力	MPa*
σ_H	σ_{Ho}	使用状態でのハブの軸方向応力	MPa*
σ_R	σ_{Rg}	ガスケット締付時のフランジの半径方向応力	MPa*
σ_R	σ_{Ro}	使用状態でのフランジの半径方向応力	MPa*
σ_T	σ_{Tg}	ガスケット締付時のフランジの周方向応力	MPa*
σ_T	σ_{To}	使用状態でのフランジの周方向応力	MPa*
	NON- ASBESTOS	非石綿ジョイントシート	—
	SUS-NON- ASBESTOS	渦巻形金属ガスケット（非石綿）（ステンレス 鋼）	—

注記 * : J I S B 8 2 6 5 は「N/mm²」を使用しているが、設計・建設規格に合わせ
「MPa」に読み替えるものとする。

(2) 算式



(J I S B 8 2 6 5 附属書3 図2 b) 7))

注1：ここに示すフランジ形式は基本形式とする。

注2：Wは、 W_g 、 W_{m1} 、 W_{m2} 及び W_c のボルト荷重を表す。

図2-1 一体形フランジ

a. ガスケット座の有効幅及びガスケット反力円の直径

(a) $b_o \leq 6.35\text{mm}$ の場合

$$G = G_s - N$$

$$b = b_o$$

(b) $b_o > 6.35\text{mm}$ の場合

$$G = G_s - 2 \cdot b$$

$$b = 2.52 \cdot \sqrt{b_o}$$

ここで、

$$b_o = N/2$$

b. フランジ設計圧力

$$P_{FD} = P + P_{eq}$$

$$P_{eq} = \frac{16 \cdot M_e}{\pi \cdot G^3} + \frac{4 \cdot F_e}{\pi \cdot G^2}$$

c. 計算上必要なボルト荷重

(a) 使用状態で必要なボルト荷重

$$W_{m1} = H + H_P$$

$$H = \frac{\pi}{4} \cdot G^2 \cdot P_{FD}$$

$$H_P = 2 \cdot \pi \cdot b \cdot G \cdot m \cdot P_{FD}$$

(b) ガスケット締付時に必要なボルト荷重

$$W_{m2} = \pi \cdot b \cdot G \cdot y$$

d. ボルトの総有効断面積及び実際に使用するボルトの総有効断面積

$$A_{m1} = \frac{W_{m1}}{\sigma_b} \quad (\text{使用状態})$$

$$A_{m2} = \frac{W_{m2}}{\sigma_a} \quad (\text{ガスケット締付時})$$

$$A_m = \text{Max} (A_{m1}, A_{m2})$$

$$A_b = \frac{\pi}{4} \cdot d_b^2 \cdot n$$

e. フランジの計算に用いるボルト荷重

$$W_o = W_{m1} \quad (\text{使用状態})$$

$$W_g = \frac{A_m + A_b}{2} \cdot \sigma_a \quad (\text{ガスケット締付時})$$

f. 使用状態でフランジに加わる荷重

$$H_D = \frac{\pi}{4} \cdot B^2 \cdot P_{FD}$$

$$H_G = W_o - H$$

$$H_T = H - H_D$$

g. 使用状態でのフランジ荷重に対するモーメントアーム

フランジの形式	h_D	h_G	h_T
一体形フランジ*	$R + 0.5 \cdot g_1$	$\frac{C - G}{2}$	$\frac{R + g_1 + h_G}{2}$

$$\text{ただし, } R = \frac{C - B}{2} - g_1$$

注記 * : クラス 2 弁には、一体形フランジを採用する。

h. 使用状態でフランジに作用するモーメント

$$M_D = H_D \cdot h_D$$

$$M_G = H_G \cdot h_G$$

$$M_T = H_T \cdot h_T$$

$$M_o = M_D + M_G + M_T$$

i. ガスケット締付時にフランジに作用するモーメント

$$M_g = W_g \cdot \frac{C - G}{2}$$

j. 一体形フランジの応力

(a) 使用状態でのフランジの応力

$$\sigma_{H_o} = \frac{f \cdot M_o}{L \cdot g_1^2 \cdot B} + \frac{P \cdot B}{4 \cdot g_0}^{*1, *2}$$

$$\sigma_{R_o} = \frac{(1.33 \cdot t \cdot e + 1) \cdot M_o}{L \cdot t^2 \cdot B}$$

$$\sigma_{T_o} = \frac{Y \cdot M_o}{t^2 \cdot B} - Z \cdot \sigma_{R_o}$$

(b) ガスケット締付時のフランジの応力

$$\sigma_{H_g} = \frac{f \cdot M_g}{L \cdot g_1^2 \cdot B}^{*2}$$

$$\sigma_{R_g} = \frac{(1.33 \cdot t \cdot e + 1) \cdot M_g}{L \cdot t^2 \cdot B}$$

$$\sigma_{T_g} = \frac{Y \cdot M_g}{t^2 \cdot B} - Z \cdot \sigma_{R_g}$$

ここで、

$$L = \frac{t \cdot e + 1}{T} + \frac{t^3}{d}$$

$$h_o = \sqrt{B \cdot g_0}$$

$$d = \frac{U}{V} \cdot h_o \cdot g_0^2$$

$$e = \frac{F}{h_o}$$

注記 * 1 : 設計・建設規格 VVB-3390 式(VVB-19)による。JIS B 8265 の計算式に一次膜応力を加えたものである。

* 2 : $B < 20 \cdot g_1$ のときは、 σ_{H_o} 及び σ_{H_g} の計算式の B の代わりに B_1 を用いる。

(3) 評価

一体形フランジは、以下の条件を満足すれば十分である。

- a. ボルトの総有効断面積

$$A_b > A_m$$

- b. ハブの軸方向応力

使用状態にあっては $\sigma_{H_o} \leq 1.5 \cdot \sigma_{f_b}$

ガスケット締付時にあっては $\sigma_{H_g} \leq 1.5 \cdot \sigma_{f_a}$

- c. フランジの半径方向応力

使用状態にあっては $\sigma_{R_o} \leq 1.5 \cdot \sigma_{f_b}$

ガスケット締付時にあっては $\sigma_{R_g} \leq 1.5 \cdot \sigma_{f_a}$

- d. フランジの周方向応力

使用状態にあっては $\sigma_{T_o} \leq 1.5 \cdot \sigma_{f_b}$

ガスケット締付時にあっては $\sigma_{T_g} \leq 1.5 \cdot \sigma_{f_a}$

2.4.2 全面座フランジ

設計・建設規格 VVC-3310 を適用する。

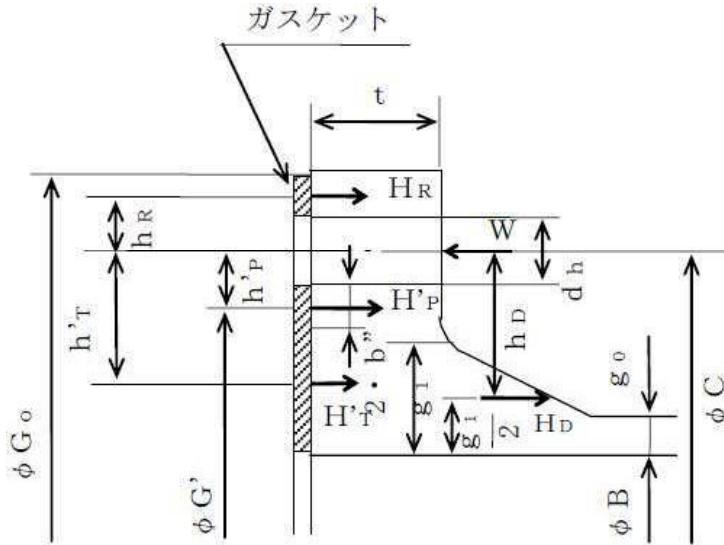
(1) 記号の説明

J I S の記号	計算書の表示	表示内容	単位
A _b	A _b	実際に使用するボルトの総有効断面積	mm ²
A _m	A _m	ボルトの所要総有効断面積	mm ²
A _{m1}	A _{m1}	使用状態でのボルトの所要総有効断面積	mm ²
A _{m2}	A _{m2}	ガスケット締付時のボルトの所要総有効断面積	mm ²
B	B	フランジの内径	mm
b'。	b'。	G _o - C, ガスケット締付時におけるガスケット座の基本幅	mm
b'	b'	$4 \cdot \sqrt{b'}$, ガスケット締付時におけるガスケット座の有効幅	mm
2b''	2 · b''	使用状態におけるガスケット座の有効幅 $2 \cdot b'' = 5\text{mm}$	mm
C	C	ボルト穴の中心円の直径	mm
d _h	d _h	ボルト穴の直径	mm
d _b	d _b	ボルトのねじ部の谷径と軸部の径の最小部の小さい方の径	mm
G'	G'	$C - (d_h + 2 \cdot b'')$, ガスケット圧縮力 H' _P の位置の直径	mm
G _o	G _o	ガスケット外径とフランジ外径の小さい方の値	mm
g ₁	g ₁	フランジ背面のハブの厚さ	mm
H _D	H _D	内圧力によってフランジの内径面に加わる荷重	N
H'	H'	内圧力によってフランジに加わる全荷重	N
H' _P	H' _P	気密を十分に保つためのガスケット圧縮力	N
H' _T	H' _T	内圧力によってフランジに加わる全荷重とフランジの内径面に加わる荷重との差	N
H _R	H _R	平衡反力	N
h _D	h _D	ボルト穴の中心円から H _D 作用点までの半径方向の距離	mm
h' _P	h' _P	ボルト穴の中心円から H' _P 作用点までの半径方向の距離	mm

J I Sの記号	計算書の表示	表示内容	単位
h'_T	h'_T	ボルトの中心円から H'_T 作用点までの半径方向の距離	mm
h_R	h_R	ボルトの中心円から H_R 作用点までの半径方向の距離	mm
m	m	ガスケット係数 (J I S B 8265 附属書3 表2による。)	—
M_o	M_o	$H_R \cdot h_R$, 使用状態でフランジに作用する全モーメント	N·mm
n	n	ボルトの本数	—
P	P_{FD}	フランジの設計圧力	MPa
t	t_{fl}	フランジの厚さ	mm
t	t	フランジの計算厚さ	mm
W_{m1}	W_{m1}	使用状態における必要な最小ボルト荷重	N
W_{m2}	W_{m2}	ガスケット締付けに必要な最小ボルト荷重	N
y	y	ガスケットの最小設計締付圧力 (J I S B 8265 附属書3 表2による。)	N/mm ²
π	π	円周率	—
σ_a	σ_a	常温におけるボルト材料の設計・建設規格 付録材料図表 Part5 表7に定める許容引張応力	MPa*
σ_b	σ_b	最高使用温度におけるボルト材料の設計・建設規格 付録材料図表 Part5 表7に定める許容引張応力	MPa*
σ_f	σ_{fb}	最高使用温度におけるフランジ材料の設計・建設規格 付録材料図表 Part5 表5に定める許容引張応力	MPa*

注記 * : J I S B 8265は「N/mm²」を使用しているが、設計・建設規格に合わせ「MPa」に読み替えるものとする。

(2) 算式



(J I S B 8 2 6 5 附属書4 図1)

注1：ここに示すフランジ形式は基本形式とする。

注2：Wは、 W_{m1} 及び W_{m2} のボルト荷重を表す。

図2-2 全面座フランジ

a. 計算上必要なボルト荷重

(a) 使用状態で必要なボルト荷重

$$W_{m1} = H' + H'_P + H_R$$

$$H' = \frac{\pi}{4} \cdot (C - d_h)^2 \cdot P_{FD}$$

$$H'_P = 2 \cdot \pi \cdot b'' \cdot G' \cdot m \cdot P_{FD}$$

$$H_R = \frac{H_D \cdot h_D + H'_T \cdot h'_T + H'_P \cdot h'_P}{h_R}$$

$$H_D = \frac{\pi}{4} \cdot B^2 \cdot P_{FD}$$

$$h_D = \frac{(C - B)}{2} - 0.5 \cdot g_1$$

$$H'_T = H' - H_D$$

$$h'_T = \frac{(C + d_h + 2 \cdot b'') - B}{4}$$

$$h'_P = \frac{d_h + 2 \cdot b''}{2}$$

$$h_R = \frac{G_0 - (C + d_h)}{4} + \frac{d_h}{2}$$

(b) ガスケット締付時に必要なボルト荷重

$$W_{m2} = \pi \cdot b' \cdot C \cdot y$$

b. ボルトの所要総有効断面積及び実際に使用するボルトの総有効断面積

$$A_{m1} = \frac{W_{m1}}{\sigma_b} \quad (\text{使用状態})$$

$$A_{m2} = \frac{W_{m2}}{\sigma_a} \quad (\text{ガスケット締付時})$$

$$A_m = \text{Max} (A_{m1}, A_{m2})$$

$$A_b = \frac{\pi}{4} \cdot d_b^2 \cdot n$$

c. フランジの計算厚さ

$$t = \sqrt{\frac{6 \cdot M_o}{\sigma_{f,b} \cdot (\pi \cdot C - n \cdot d_h)}}$$

(3) 評価

全面座フランジは、以下の条件を満足すれば十分である。

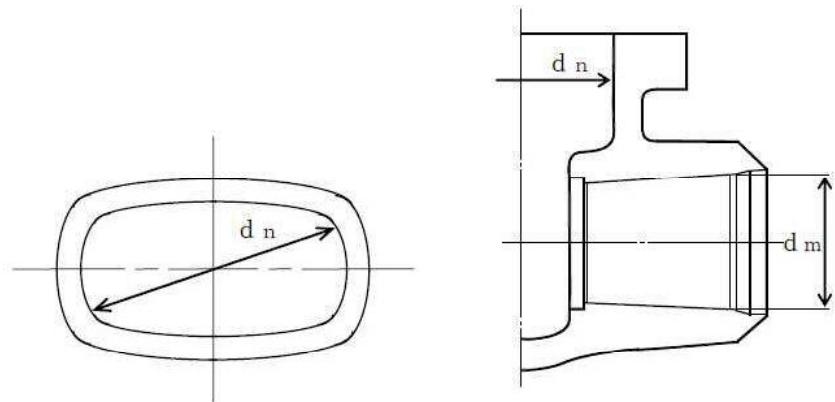
a. ボルトの総有効断面積

$$A_b > A_m$$

b. フランジの厚さ

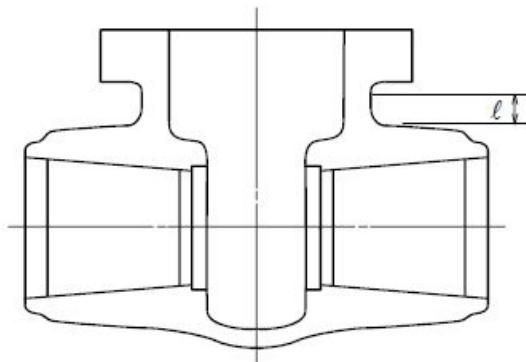
$$t_{fl} \geq t$$

3. 添付図



注：本図は設計・建設規格 VVB-3210 の解説図 VVB-3210-3 と同じ。

図 3-1 d_m 及び d_n を明示した図



l の範囲は、ネック部と流路部の交わる部分を基点として
ネック部方向にとるものとする。

注：本図は設計・建設規格 VVC-3210 の図 VVC-3210-1 と同じ。

図 3-2 ネック部の l の範囲

4. 設計・建設規格における材料の規定によらない場合の評価

重大事故等クラス2弁の材料について、「実用発電用原子炉及びその附属施設の技術基準に関する規則」（平成25年6月28日原子力規制委員会規則第6号）（以下「技術基準規則」という。）施行前に工事着手又は完成したものであって設計・建設規格における材料の規定によらない場合の評価については、以下の方針にしたがって、重大事故等対処設備として使用される圧力、温度、荷重その他の使用条件に対して適切な材料であることを確認する。

(1) 機械的強度及び化学的成分

設計・建設規格においてクラス2弁に使用可能な材料として規定されていない材料を使用している場合は、機械的強度及び化学的成分について、使用材料とクラス2弁に使用可能な材料として規定されている材料との比較又は求められる機能を考慮し、使用材料が重大事故等対処設備として使用される圧力、温度、荷重その他の使用条件に対して適切な材料であることを確認する。

a. 機械的強度

(a) 評価項目の選定

機械的強度については、使用材料と比較対象となるクラス2弁に使用可能な材料として規定されている材料の材料規格であるJIS等に規定されている機械的性質のうち、機械的強度の評価について必要な項目の選定を行う。表4-1「機械的強度における評価項目の選定結果」に選定結果を示す。

表 4-1 機械的強度における評価項目の選定結果

機械的性質*	選定 結果	選定理由
引張強さ 降伏点 又は耐力	○	引張強さ、降伏点又は耐力については、強度評価に用いる設計許容応力を算出するために必要であるため確認を実施する。
伸び	×	伸びについては、材料の延性の評価に用いる値であるが、重大事故等クラス2弁の強度評価においては、全体的な変形を弾性域に抑えることが要求されていることから今回評価を省略する。また、一般的に伸びが大きいほど塑性加工の差異の加工量を大きくとれるものの、対象となる重大事故等クラス2弁は既に施設された設備であるため、今回評価を省略する。
絞り	×	絞りについては、材料の延性の評価に用いる値であるが、重大事故等クラス2弁については、塑性変形する領域では使用しないことから今回評価を省略する。また、一般的に絞りが大きいほど深しづけ加工などの成型性が良くなるものの、対象となる重大事故等クラス2弁は既に施設された設備であるため、今回評価を省略する。
曲げ性	×	曲げ性については、材料の加工性を示す値であるが、一般的に曲げ性が大きいほど曲げ加工性など成型性が良くなるものの、対象となる重大事故等クラス2弁は既に施設された設備であるため、今回評価を省略する。
シャルピー 衝撃値	×	シャルピー衝撃値については、材料の韌性の評価に用いられる値であるが、韌性については「(2) 破壊韌性」において確認を実施するため、今回評価を省略する。
硬さ	×	硬さについては、耐摩耗性を示す値であり、硬いほど耐摩耗性が強くなるが、引張強さと相関関係がある値であり、引張強さについて確認を実施するため、今回評価を省略する。

注記 * : JIS等に機械的性質として規定されている項目を示す。

(b) 機械的強度の適切性の確認

評価項目として選定された引張強さ及び降伏点又は耐力について、使用材料と設計・建設規格においてクラス2弁に使用可能な材料として規定された材料との比較又は求められる機能を考慮し、使用条件に対して適切な機械的強度を有していることを確認する。

b. 化学的成分

(a) 評価項目の選定

化学的成分の評価項目は、使用材料と比較対象となるクラス2弁に使用可能な材料として規定されている材料の材料規格であるJIS等に記載されている化学的成分とする。

(b) 化学的成分の適切性の確認

評価項目として設定された化学的成分について、使用材料と設計・建設規格においてクラス2弁に使用可能な材料として規定されている材料との比較を行い、化学的成分規定値に差異があった場合は、化学的成分ごとの影響を確認し、使用条件において材料に悪影響を及ぼす差異でないことを確認する。あるいは、求められる機能を考慮し、使用条件に対して適切な材料であることを確認する。なお、各化学的成分の影響については、表4-2「化学的成分が材料に及ぼす影響整理表」のとおり整理する。

表 4-2 化学的成分が材料に及ぼす影響整理表

								影響の確認方法		
	C	Si	Mn	P	S	Cu	Ni	Cr	Mo	V
機械的強度	向上	向上	向上	—	向上	向上	向上	向上	向上	向上
	機械的強度に影響を及ぼす化学的成分に差異がある場合は、材料の機械的性質である引張強さ、降伏点又は耐力が同等であることを確認する。									
高温強度	向上	—	—	—	—	—	—	—	—	—
	高温強度に影響を及ぼす化学的成分に差異がある場合は、高温城（設計・建設規格 PVB-3312）で使用されないことを確認する。									
溶接性	低下	—	—	—	—	—	—	—	—	—
	溶接性に影響を及ぼす化学的成分に差異がある場合は、溶接規格*にて定められた数値 0.35%以下であることを確認する。									
韌性	低下	—	向上	低下	低下	—	向上	—	—	—
	韌性について、「(2) 破壊革性」において確認する。なお、革性に影響を及ぼす不純物である P, S の化学的成分に差異がある場合は、成分値が影響を与えるレベル以下であることを確認する。									
耐食性	応力腐食割れ	低下	—	—	—	—	—	—	—	—
	耐食性のうち、応力腐食割れに影響を与える化学的成分には、C, Ni, Cr があるが、Ni, Cr については応力腐食割れを防ぐために添加されるものであり考慮は不要であることから、悪影響を与える C の含有量が過剰でないことを確認する。全面腐食に影響を与える化学的成分に差異がある場合は、悪影響を与える C の含有量が過剰でないことを確認する。なお、耐食性に関する水質管理やライニング処理が行われていることも確認する。									

注：表中は化学的成分を添加した場合の影響を示す。

注記 *：「溶接規格」とは、発電用原子炉設備規格（溶接規格 JSME S NB 1-2007）（日本機械学会 2007年）をいう。

(2) 破壊韌性

a. 破壊韌性試験不要となる材料の規定

破壊韌性については、設計・建設規格に規定されている破壊韌性試験不要となる材料の規定に該当する材料であることを確認する。

破壊韌性試験不要となる材料の規定*

- ・厚さが 16mm 未満の材料
- ・断面積が 625mm² 未満の棒の材料
- ・呼び径が 25mm 未満のボルト等の材料
- ・外径が 169mm 未満の管の材料
- ・厚さが 16mm または外径が 169mm 未満の管に接続する弁の材料
- ・オーステナイト系ステンレス鋼および高ニッケル合金

注記 * : クラス 2 弁の除外規定（設計・建設規格 VVC-2310）を記載している。

b. 破壊韌性の確認

破壊韌性試験不要となる材料の規定に該当しない弁の破壊韌性については、施設時の要求を考慮し、以下のとおりとする。

(a) 施設時に破壊韌性が要求されていた弁

該当弁は、施設時の規格の要求に基づき十分な破壊韌性を有していることを確認している。また、材料の破壊韌性値は、一般的に温度が低くなるにつれて低下することから、脆性破壊に対して影響を与える最低使用温度について、重大事故等対処設備として使用される値が設計基準対象施設としての値を有意に下回らないこと又は使用条件を考慮して影響がないことを確認する。

(b) 施設時に破壊韌性が要求されていなかった弁

対象弁は、技術基準規則で規定している機器クラスのうち、クラス 3 弁（工学的安全施設を除く。）及び Non クラス*に該当する弁であり、施設時における破壊韌性に対する要求がないことから、材料の韌性は確認されていないが、設計基準の使用条件に応じた材料が選定されている。重大事故等対処設備としての使用条件と設計基準対象施設としての条件が大きく変わらないことを確認することで、使用条件下での脆性破壊に対する韌性は同じであるとみなせることから、脆性破壊に対して影響を与える最低使用温度について、重大事故等対処設備としての値が設計基準対象施設としての値を有意に下回らないこと又は使用条件を考慮して影響のないことを確認する。

注記 * : 技術基準規則第 2 条第 2 項第 32 号、第 33 号に規定する「クラス 1 弁」及び「クラス 2 弁」並びに発電用火力設備に関する技術基準を定める省令の規定を準用するもの以外の弁

上述の(a)項、(b)項において比較対象となる設計基準対象施設としての最低使用温度は原子炉格納容器、格納容器バウンダリ及び屋外に施設される弁においては気象観測記録における最低温度である-12.7 °C、屋内に設置される弁においては建屋の最低温度である4.4 °C、海水又は海水により冷却される原子炉補機冷却水と接する弁は海水の最低温度である7.0 °C、原子炉冷却材圧力バウンダリを構成する弁については、21 °Cがそれぞれ設定されている。

重大事故等時において屋外の最低気温が変わることはないため、原子炉格納容器、格納容器バウンダリ及び屋外に施設される弁の最低使用温度は設計基準対象施設として設定された値と変わらない。屋内に施設される弁のうち、重大事故等時において通水される内部流体が高温流体の場合は、設計基準対象施設として設定されている最低使用温度4.4 °Cを下回ることはなく、原子炉冷却材圧力バウンダリを構成する弁については、重大事故等時において原子炉冷却材圧力バウンダリは高温状態となるため、設計基準対象施設としての最低使用温度を下回ることはない。また、屋内に施設される弁のうち、重大事故等時において通水される内部流体が海水の場合は、最低海水温度が7.0 °Cであり、設計基準対象施設として設定されている最低使用温度4.4 °Cを有意に下回ることはない。

以上より、(a)項に該当する施設時に破壊靱性が要求されていた弁において、材料の破壊靱性に影響を与える最低使用温度が設計基準対象施設として設定されている値を重大事故等対処設備としての値が下回らない弁については、施設時に確認した破壊靱性が重大事故等対処設備としての材料に要求される破壊靱性を包絡しており、重大事故等対処設備としての評価は省略する。最低使用温度が設計基準対象施設として設定されている値を重大事故等対処設備としての値が下回る弁については、使用条件を考慮して問題のない材料であることを確認する。

(b)項に該当する施設時に破壊靱性が要求されていなかった弁において、設計基準対象施設としての最低使用温度と重大事故等対処設備としての最低使用温度とを比較し、使用条件に応じた材料が規格に適合していること若しくは使用条件を考慮して問題のない材料であることを確認する。

(3) 非破壊試験

a. 非破壊試験の実施確認

重大事故等クラス2弁に属する鋳造品については、非破壊試験の実施の有無を確認する。

b. 非破壊試験の実績の考慮

強度計算に用いる許容値に、非破壊試験実施の有無による品質係数を適用することで、材料の品質を適切に考慮した強度評価を実施する。

重大事故等クラス2弁の強度計算書のフォーマット

1. 設計仕様

系統：

機器の区分		重大事故等クラス2弁			
弁番号	種類	呼び径 (A)	材料		
			弁箱	弁ふた	ボルト

2. 強度計算書

系統 : _____

弁番号		シート
-----	--	-----

設計条件		ネック部の厚さ	
最高使用圧力 P (MPa)		d_n (mm)	
最高使用温度 T_m (°C)		$d_n \neq d_m$	
弁箱又は弁ふたの厚さ		ℓ (mm)	
P_1 (MPa)		t_{m1} (mm)	
P_2 (MPa)		t_{m2} (mm)	
d_m (mm)		t_{ma1} (mm)	
t_1 (mm)		t_{ma2} (mm)	
t_2 (mm)		評価 : $t_{ma1} \geq t_{m1}$ $t_{ma2} \geq t_{m2}$ よって十分である。	
t (mm)			
t_{ab} (mm)			
t_{af} (mm)			
評価 : $t_{ab} \geq t$ $t_{af} \geq t$		よって十分である。	

系統 : _____

弁番号 | シート |

法兰ジ及び法兰ジボルトの応力解析			
設計条件		モーメントの計算	
P _{FD}	(MPa)	H _D	(N) ×10 ⁵
P _{e q}	(MPa)	h _D	(mm)
T _m	(°C)	M _D	(N·mm) ×10 ⁷
M _e	(N·mm)	×10 ⁶	H _G (N) ×10 ⁵
F _e	(N)		h _G (mm)
法兰ジの形式			M _G (N·mm) ×10 ⁷
法兰ジ			H _T (N) ×10 ⁵
材料		h _T	(mm)
σ _{f a} 常温 (ガスケット締付時) (20°C)	(MPa)	M _T	(N·mm) ×10 ⁷
σ _{f b} 最高使用温度 (使用状態)	(MPa)	M _o	(N·mm) ×10 ⁷
A	(mm)	M _g	(N·mm) ×10 ⁸
B	(mm)	法兰ジの厚さと係数	
C	(mm)	t	(mm)
g ₀	(mm)	K	
g ₁	(mm)	h _o	(mm)
h	(mm)	f	
ボルト		F	
材料		V	
σ _a 常温 (ガスケット締付時) (20°C)	(MPa)	e	(mm ⁻¹)
σ _b 最高使用温度 (使用状態)	(MPa)	d	(mm ³)
n		L	
d _b	(mm)	T	
ガスケット		U	
材料		Y	
ガスケット厚さ	(mm)	Z	
G	(mm)	応力の計算	
m		σ _{H o}	(MPa)
y	(N/mm ²)	σ _{R o}	(MPa)
b _o	(mm)	σ _{T o}	(MPa)
b	(mm)	σ _{H g}	(MPa)
N	(mm)	σ _{R g}	(MPa)
G _s	(mm)	σ _{T g}	(MPa)
ボルトの計算		応力の評価 : σ _{H o} ≤ 1.5 · σ _{f b} σ _{R o} ≤ 1.5 · σ _{f b} σ _{T o} ≤ 1.5 · σ _{f b}	
H	(N)	σ _{H g} ≤ 1.5 · σ _{f a}	
H _p	(N)	σ _{R g} ≤ 1.5 · σ _{f a}	
W _{m1}	(N)	σ _{T g} ≤ 1.5 · σ _{f a}	
W _{m2}	(N)	よって十分である。	
A _{m1}	(mm ²)	よって十分である。	
A _{m2}	(mm ²)		
A _m	(mm ²)		
A _b	(mm ²)		
W _o	(N)		
W _s	(N)		
評価 : A _m < A _b			
よって十分である。			

設計・建設規格における材料の規定によらない場合の評価結果例

3. 設計・建設規格における材料の規定によらない場合の評価

弁番号F 001 (使用材料規格: J I S G ○○○○ △△△△) の評価結果

(比較材料: J I S G ○○○○ △△△△)

(1) 機械的強度

	引張強さ	降伏点又は耐力	比較結果
使用材料	370 N/mm ² 以上	215 N/mm ² 以上	引張強さ及び降伏点は同等である。
比較材料	370 N/mm ² 以上	215 N/mm ² 以上	

(材料記号を記載)

(2) 化学的成分

	化学成分 (%)									
	C	Si	Mn	P	S	Cu	Ni	Cr	Mo	V
使用材料	0.25 以下	0.35 以下	0.30 ～ 0.90	0.040 以下	0.040 以下	—	—	—	—	—
比較材料	0.25 以下	0.10 ～ 0.35	0.30 ～ 0.90	0.035 以下	0.035 以下	—	—	—	—	—
比較結果	Si, P, Sの成分規定に差異があるが、以下により、本設備の環境下での使用は問題ないと考える。 Si : 一般的に機械的強度に影響を与える成分であるが、(1)の評価結果からも機械強度は同等以上であること。 P : 冷間脆性に影響を与える成分であるが、本設備において使用される材料は、薄肉(16 mm未満)であるため、脆性破壊が発生しがたい寸法の材料であること、さらには、設計・建設規格クラス2の規定でも破壊脆性試験が要求されない範囲であること。 S : 熱間脆性に影響を与える成分であるが、本設備において使用される材料は、薄肉(16 mm未満)であるため、脆性破壊が発生しがたい寸法の材料であること、さらには、設計・建設規格クラス2の規定でも破壊脆性試験が要求されない範囲であること。									

(3) 評価結果

(1)(2)の評価により、機械的強度、化学成分、いずれにおいても比較材料と同等であることを確認したため、本設備において、△△△△を重大事故等クラス2材料として使用することに問題ないと考える。

(材料記号を記載)