水色いちばん――滋賀です

業 務 報 告 書

平成７年度

滋賀県立機械金属工業指導所

彦根市岡町５２番地

ま　え　が　き

近年急速に進んだ円高は、日本の製造業にとって高コスト体系となり、特にその中に占める賃金は国際的見地から非常に高いレベルとなり、海外の安い賃金を求めての海外進出や海外からの部品調達が、急速に増えている。そして、従来の日本型経営システムは大きく変り、世界を巻き込んだ新たな経営パラダイムが構築されようとしている。

さらに、マルチメディアやインターネットが普及し、世界的な情報を元に国境のないビジネスが展開されようとしている。この様な中で、産業の空洞化や雇用の減少などさまざまな問題が生じているが、この大きな激動の時代を切り抜けるには、新たなフロンティア精神で今抱えるさまざまなニーズを掘り起し、果敢な態度で取り組む以外にない。

ここに平成７年度の新分野進出のための、新しい課題に対する研究成果を取りまとめました。御高覧をいただき、新しい技術開発にあたって何らかの開発のヒントになれば幸いです。

平成８年８月

滋賀県立機械金属工業指導所
所長　上　田　成　男

目　　次

Ⅰ 概　要

1．沿　革 …… 1
2．規　模 …… 1
3．組　織 …… 1
4．職　員 …… 1
5．予算および決算 …… 2
6．試験研究設備の整備状況 …… 3
7．主要設備 …… 4

Ⅱ 依頼業務

1．依頼試験数および手数料 …… 9
2．設備使用件数および使用料 …… 9

Ⅲ 指導業務

1．技術アドバイザー指導業務 …… 11
2．巡回技術指導 …… 11
3．簡易巡回技術指導 …… 11
4．技術相談・指導 …… 12
5．調　査 …… 12
6．技術普及講習会 …… 13
7．新技術技術者研修 …… 13

Ⅳ 研究業務

1．新素材活用技術に関する研究
○耐衝撃・耐摩耗オーステンパ球状黒鉛鋳鉄の開発 …… 15
○粉末冶金技術の開発　―放電プラズマ焼結法を用いたCu系耐摩耗材料の開発― …… 25
2．配管システムにおけるバルブ周りの流れに関する研究 …… 41
3．自動制御弁の開発研究　―ACサーボモータ駆動によるバタフライ弁の制御― …… 63
4．加工データーファイル作成に関する研究 …… 76
5　金属製品の検査精度の向上に関する研究　―不定形状物の判別に関する研究― …… 86

Ⅰ 概　　要

1．沿　革
2．規　模
3．組　織
4．職　員
5．予算および決算
6．試験研究設備の整備状況
7．主要設備

1．沿　革

昭和21年４月	長浜市に県立長浜工業試験場を設置、機械、繊維の２部制とする。
昭和27年４月	工業試験場を機械部門と繊維部門に分割し、機械部は滋賀県立機械金属工業指導所と称す。
昭和35年10月	本指導所の整備計画ならびに彦根市に移築を決定
昭和38年３月	庁舎竣工新庁舎にて業務を開始（現別館）
昭和43年１月	同上２階実験研究室を増築
昭和49年10月	本館　竣工
昭和62年12月	バルブ性能試験装置を設置
昭和63年４月	滋賀バルブ協同組合が庁舎に移転
平成２年３月	高機能バルブ開発実験棟を増築

2．規　模

敷地面積	3,400.69㎡
建物総面積	2,437.38㎡
本　館	1,017.96㎡（鉄筋コンクリート三階建）
実験棟１	562.53㎡（鉄筋コンクリート補強ブロック平屋建）
実験棟２	670.96㎡（鉄筋コンクリート補強ブロック一部二階建）
その他	185.93㎡

3．組　織

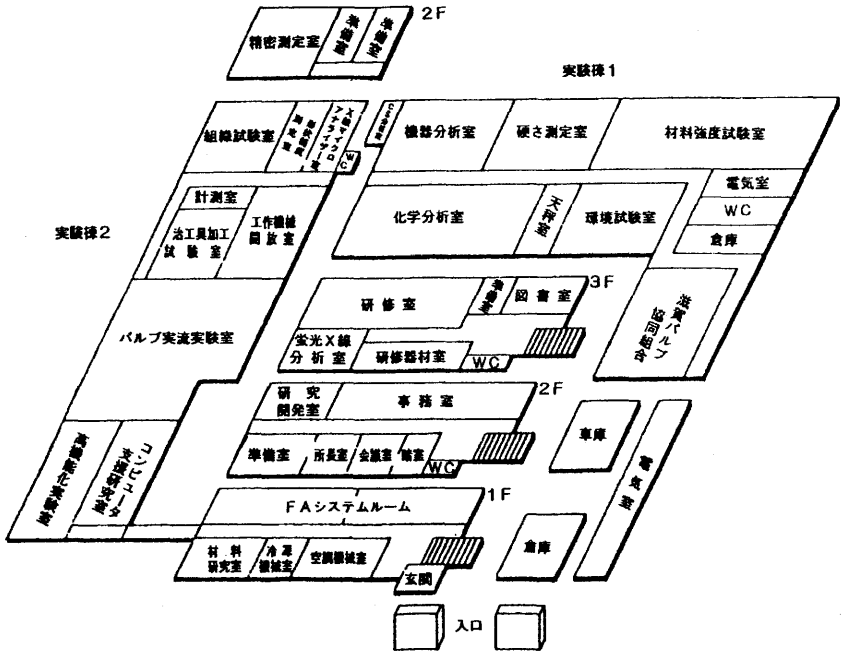
所　長 ── 主任専門員 ┬ 指　導　係 ┬ 庶務　人事・経理・庶務一般
　　└ 指導　技術改善・技術開発・新技術に関する指導
　　└ 試験研究係 ┬ 試験　材料および製品に関する試験
　　└ 研究　素材・加工・制御・性能
　　（流体解析・強度解析）に関する研究

4．職　員

4．1　職員構成

所　長		上田成男
主任専門員		村口明義
指導係	専門員（兼）係長	樋口英司
	主　査	北村和彦
	主　査	宮川栄一
試験研究係	専門員（兼）係長	西内廣志
	副係長	川崎雅生
	主　査	酒井一昭
	主任技師	所　敏夫
嘱　託		辻　世紀子

建物配置図



5．予算および決算

(1) 歳入予算状況　　（単位：円）

科目				予算通知額	調定額	収入済額	不能欠損額	収入未済額
款	項	目	節					
使用料及び手数料	使用料	商工使用料	機械金属工業指導所	1,002,000	1,122,800	1,122,800	0	0
	手数料	商工手数料	機械金属工業指導所試験	3,520,000	3,850,300	3,850,300	0	0
諸収入	雑入	雑入	経営技術等研修講習受講料	120,000	120,000	120,000	0	0
			機械工業振興事業交付金	11,253,000	11,252,750	11,252,750	0	0
計				15,895,000	16,345,850	16,345,850	0	0

(2) 歳出予算執行状況

① 一般会計　　（単位：円）

科目			予算令達額	支払済額	残額	備考
款	項	目				
総務費	総務管理費	財産管理費	659,200	659,200	0	
		国際交流費	68,140	68,140	0	
商工費	商工業費	工業振興費	4,954,125	4,954,125	0	
	中小企業費	中小企業指導費	420,000	420,000	0	
		機械金属工業指導所費	60,106,331	60,106,331	0	
計			66,207,796	66,207,796	0	

② 中小企業近代化資金貸付特別会計　　（単位：円）

科目			予算令達額	支払済額	残額	備考
款	項	目				
商工費	中小企業近代化資金貸付事業費	設備近代化資金貸付事務費	20,000	20,000	0	
計			20,000	20,000	0	

6．試験研究設備の整備

設備名	数量	型式	製造者	備考
オートグラフ用油圧定位置くさび式つかみ具	一式	250KN(25tf) W＝225 L＝3981412	㈱島津製作所	
放電プラズマ焼結機	一式	SPS-1030	住友石炭鉱業㈱	日本自転車振興会補助物件
中小企業技術支援情報ネットワークシステム	一式			中小企業庁補助物件

7．主要設備

品　　名	規　　格	購入年月日	備　　考
中小企業技術支援情報ネットワークシステム		8．3．15	中小企業庁補助物件
放電プラズマ焼結機	住友石炭鉱業㈱　SPS-1030	7．11．22	日本自転車振興会補助物件
オートグラフ用油圧定位置くさび式つかみ具	島津　W＝225　L＝398/412	7．9．29	県単
流動層オーステンパ熱処理システム	東レエンジニアリング㈱ AS-1420	6．12．12	日本自転車振興会補助物件
ＣＡＥ解析システムＸ端末	日本電産機㈱　Global XP	6．9．16	県単
流体解析CAEシステムソフト	FLUENT社　FLUENT Ver．4.25	6．8．23	〃
ＣＡＥ解析システム	日本サン・マイクロシステムズ㈱　SPARC20モデル50	6．8．10	〃
めっき厚さ測定器	㈱中央製作所　TH-10P	6．6．14	〃
ロジックアナライザー	岩崎通信機㈱　SL 4122	6．6．1	〃
炭素硫黄同時定量装置	米国LECO社　CS-444	5．9．30	日本自転車振興会補助物件
ハードディスク装置	富士通㈱　S-4/10用	5．10．3	〃
バルブ流体解析グリッドジェネレータシステム	米国コントロールデータ社 ICEM/CFD	5．11．30	〃
省人省力化ＣＡＭシステム	日本オリベッティ㈱ オリベッティMC600	5．10．29	〃
シリアルデータスコープ	岩崎通信機㈱　SL-4701A	5．8．27	〃
制御ソフト開発ツール	㈱ザックス EVX388 PC-9821AP/U2	5．9．29	〃
バルブ流体解析アニメーションシステム	コベルコシステム㈱ FIELD-VIEW Ver．3.2他	4．12．8	県単
摩擦摩耗試験機	㈱オリエンテック　EFM-Ⅲ-EN	4．10．30	〃
ストロボスコープ	㈱菅原研究所　ＭＦ－80	4．8．30	〃
液晶プロジェクター	シャープ㈱　CU-SX1	4．6．20	〃
キャス試験機	スガ試験㈱製　CASSER-ISO-3	4．3．24	〃
ショア硬度計	㈱今井精機製　D-D型	4．1．31	〃

品　　名	規　　格	購入年月日	備　　考
排ガス洗浄装置	セイコー化工機㈱製　SYS-20SP	3．8．30	県単
強度解析システム	ＥＭＲＣ社製　NISAⅡ	4．1．31	日本自転車振興会補助物件
アナライジングレコーダ	横河電気㈱製　AB3200型	3．11．29	〃
真円度円筒形状測定器	㈱小板製作所　EC-307B	3．10．4	〃
表面粗さ測定器	㈱小板製作所　SE-30AK	3．10．4	〃
平面研削盤	㈱長瀬鉄工所製　SGC-95型	3．11．20	〃
ＣＮＣ旋盤	㈱オークマ製　LB25C型	3．11．15	〃
電磁式膜厚計	サンコウ電子SL-120C	3．3．22	県単
ビデオカメラ	松下電器製　NV-M900	3．2．18	〃
精密万能投影機	㈱ニコン製　V-12A	2．12．25	〃
純水製造装置	島津理化器械㈱製　SWAC-500	2．6．15	〃
ドラフトチャンバー	㈱ダントン製　DP-5	2．9．14	〃
溶存酸素計	電気化学計器㈱製　DOL-40	2．8．20	〃
水中マイクロホン	Ｂ＆Ｋ社製　8103	2．10．5	〃
バルブ設計ＣＡＤ／ＣＡＭシステム ソフトウェア ハードウェア	オートデスク㈱製 AutoCADGX-Ⅲ 日本電気㈱製 PC-H98model70-002	2．11．30	中小企業庁補助物件
バルブ流体解析CAEシステム ソフトウェア ハードウェア	米国Creare．x社製　FLUENT/BFC 富士通㈱製　S-4/1	2．12．25	〃
パーソナルコンピュータ	日本電気㈱製　PC-9801-RX21	2．1．19	県単
ビデオモニター	松下電器産業製　NV-DS1	元．5．16	〃
振動騒音解析装置	㈱小野測器製　CF-360	元．8．30	日本自転車振興会補助物件
摩耗テスター	日本コントラクター㈱製 OP-300	元．7．31	〃
ＸＹプロッター	㈱ファナック　Ａ３	63．9．14	県単
ゴム硬度計	㈱島津製作所　200型	63．7．28	〃
スポットエアコン	ダイキン工業　SUAS2MAU	63．7．1	〃

品　　名	規　　格	購入年月日	備　　考
重金属廃水処理装置	同和鉱業㈱　LIP-20AHI	63. 8. 11	県　　単
ロックウェル硬度計	明石製作所　AHT-AT	63. 10. 14	〃
リフト運搬車	杉国工業㈱　SPR20-LL	62. 12. 5	日本自転車振興会 補　助　物　件
バルブ性能試験装置 本体 実流量変位測定器	日本科学工業㈱ ジェック㈱　DSA-605C型	62. 12. 11	〃
金属顕微鏡用照明装置	㈱モリテックス　NRG-48-1000S	62. 7. 14	県　　単
写真複写機	㈱宮崎　MC-1P	62. 7. 14	〃
ＮＣ自動プログラミング装置	SYSTEM PMODELG	62. 1. 10	中小企業庁 補　助　物　件
横形マシニングセンタ	HC400-40	62. 1. 10	〃
電子天秤	チョウバランス㈱　JP-160	61. 6. 4	県　　単
光学式変位測定器	リード電機製 PA-1800、PA-1810	61. 1. 11	〃
電気マッフル炉	ヤマト科学PM-36	60. 7. 16	〃
ループ検力計	0.05LD、0.15LD	61. 3. 7	〃
パーソナルコンピュータ ネットワークシステム一式	－	61. 3. 31	〃
浸漬乾湿複合サイクル試験機	スガ試験機製　DW-uD-3	60. 12. 18	中小企業庁 補　助　物　件
全自動分極測定装置	北斗電工製　HZ-1A	60. 12. 10	〃
検力器負荷式応力腐食試験機	東京衡機製プルーフリング型	60. 12. 10	〃
冷熱衝撃試験機	タバイエスペックTSR-63型	59. 12. 17	〃
倒立型金属顕微鏡	ニコンEPIPHOT-TME	59. 12. 26	〃
顕微鏡試料作成装置一式	ビューラー社	59. 12. 26	〃
マイクロロボットムーブマスター	三菱電機製　RM-101	59. 9. 21	県　　単
オシロスコープ	菊水電子工業㈱　COS-5060	58. 7. 29	〃
微小硬度計	㈱明石製作所製 MVK-Eシステム	58. 11. 25	日本自転車振興会 補　助　物　件

品　　名	規　　格	購入年月日	備　　考
小型超低温恒温器	タバイエスペック㈱製 MC-71型	58. 11. 22	日本自転車振興会 補　助　物　件
Ｘ線マイクロアナライザー	㈱島津製作所製　EPM-8101	58. 11. 21	〃
マイクロコンピュータ システム	シャープ㈱　MZ-2000	58. 1. 14	〃
高周波プラズマ分析装置	㈱島津製作所製　ICPV-1000型	57. 12. 10	〃
電動ビッカース硬度計	㈱明石製作所製　AVK-A型	56. 10. 31	〃
万能試験機	㈱島津製作所製 オートグラフDCS-25T型	56. 9. 19	〃
ブリネル硬さ試験機	㈱島津製作所製 最大荷重3,000kg	56. 9. 16	〃
空気圧実習装置	太陽鉄工㈱製　当所仕様	56. 7. 30	中小企業庁 補　助　物　件
かじり摩擦試験機	㈱京都試作研究所製	55. 10. 31	〃
静電粉体塗装装置	小野田セメント㈱製 GX101、TYPE6132-1	55. 7. 25	〃
ピンホール探知器	㈱サンコウ電子製　TRC-20A	55. 7. 17	〃
ジェットエロージョン試験機	㈱山崎精密機製　JVE-12	55. 8. 10	〃
水圧ポンプ	山本水圧工業製　PH-60	54. 7. 14	県　　単
ＳＴメーター （残留ひずみ測定器）	福井技研標準型	54. 10. 5	日本自転車振興会 補　助　物　件
分光光度計	島津製作所　UV-150-02	54. 8. 10	〃
ストレンメーター	新興通信工業 DPU-100　PS-7513-50	54. 9. 5	〃
精密低温恒温槽	田葉井製作所製　K-3473-D1	54. 10. 31	〃
普通騒音計	㈱ノード　DS-101C	54. 8. 20	中小企業庁 補　助　物　件
シャルピー衝撃試験機	島津製　30kgf-m	54. 1. 17	県　　単
ＰＨメーター	東亜電波製　HM-20B	53. 7. 10	〃
塗型用噴霧器	岩田塗装製	53. 12. 20	中小企業庁 補　助　物　件
自動平衡型温度記録計	千野製作所　EK100-06	53. 8. 25	〃

品　　名	規　　格	購入年月日	備　　考
ＣＥメーター	リーズ・アンド・ノースロップ社　TECTIPマークⅢ-H	52. 3. 23	中小企業庁補助物件
蛍光Ｘ線分析装置	理学電機工業製 ガイガーフレックス3063 P4	52. 3. 30	〃
万能基準硬さ試験機	明石製作所製 計量研型　SHT-3型計算装置付	49. 10. 28	〃
メモモーション測定装置	松下電器製	49. 7. 31	〃
ばいじん量測定装置	D-20SC	49. 8. 12	〃
定電位電解分析装置	柳本製作所　AFS-4　4連式	47. 9. 8	日本自転車振興会補助物件
高温鋳物砂試験機	東京衡機製　力量500kg	47. 10. 31	〃
エレマ電気炉	東海興商製CE-20	47. 10. 30	〃
島津万能試験機	電子管式　REH-100型	46. 9. 29	中小企業庁補助物件
オートコリメーター	ニコン６Ｄ型	46. 8. 16	日本自転車振興会補助物件
液化炭酸超低温装置	柳本製作所　OTS-60	45. 10. 31	〃
デジマイクロ	オリンパス製 DM253 顕微鏡STM	45. 10. 30	中小企業庁補助物件
工業用赤外線温度計	旭産業製　TA-1	45. 10. 20	日本自転車振興会補助物件
カット・オフ（帯鋸盤）	アマダ製　CRH-300S	45. 8. 30	〃
プロジェクションオプチメーター	カールツアイスイエナ社製 MOD20/20	44. 10. 21	〃
万能フライス盤	日立精機製　MS型U	43. 12. 28	中小企業庁補助物件
表面粗さ計	テーラーホブソン社製 タリサーフ４型	43. 11. 30	日本自転車振興会補助物件
超硬工具研磨盤	アサヒダイヤモンド工業製 SDG型	43. 9. 10	〃
旋盤	大阪工作所製　360HB-X型	43. 3. 19	〃
万能工具顕微測定器	津上製　T-MCL2型	38	〃
万能顕微測定器	三井精機製　MLD 1000	40. 1. 14	〃
ブロックケージ	津上製　PTW A級	39. 8. 18	〃
万能工具研削盤	牧野フライス社製　C-40	38. 12. 23	〃

Ⅱ 依 頼 業 務

1．依頼試験数および手数料

2．設備使用件数および使用料

1．依頼試験数および手数料

手　数　料　3，850，300円

1）材 料 試 験		930試 験
（内 訳）	抗　　折	44試 験
	引　　張	344 〃
	耐力・降伏点	57 〃
	伸　　び	284 〃
	硬　　さ（HB）	146 〃
	硬　　さ（その他）	7 〃
	その他	48 〃
2）分 析 試 験		212試 験
（内 訳）	ねずみ鋳鉄	12試 験
	球状黒鉛鋳鉄	5 〃
	青銅鋳物	131 〃
	その他	64 〃
3）その他の試験		174試 験
（内 訳）	組織試験	93試 験
	その他の試験	81 〃
4）副　　本		113 通
（内 訳）	和　　文	91 通
	英　　文	22 〃

2．設備使用件数および使用料

使　用　料　1，122，800円

（内 訳）	オートグラフ	96 回
	万能試験機	126 〃
	ブリネル硬度計	94 〃
	高周波プラズマ分析装置	75 〃
	ＣＳ同時定量装置	20 〃
	電子天秤	58 〃
	その他	625 〃

計　4，973，100円

Ⅲ 指 導 業 務

1．技術アドバイザー指導業務
2．巡回技術指導
3．簡易巡回技術指導
4．技術相談・指導
5．調　　査
6．技術普及講習会
7．新技術技術者研修

1．技術アドバイザー指導事業

指　導　内　容	担当アドバイザー
異種金属の接合方法および接合部の良好さについて	木　谷　聰　生
アーク・半自動溶接の基礎知識と図面の読み方	木　谷　聰　生

2．巡回技術指導

(1) すきま腐食試験の結果判定と対応策について
　実施日　　平成７年７月13日（木）
　指導員　　中部ティーイーケィ㈱　常務理事　　今川　博之　氏
　指導班　　専　門　員　　西内　廣志

(2) 蓚酸アルマイトメッキについて
　実施日　　平成７年７月14日（金）
　指導員　　京都府鍍金工業組合　専務理事　　八木　永治　氏
　指導班　　主任専門員　　村口　明義
　　専　門　員　　西内　廣志
　　主　　査　　宮川　栄一

(3) ショットブラストした時に起こる鋳物の伸び、曲がり不良の原因究明と対策について
　実施日　　平成８年２月９日（金）
　指導員　　関西大学工学部材料工学科　教授　　小林　　武　氏
　指導班　　専　門　員　　西内　廣志
　　主任技師　　所　　敏夫

(4) 三次元プレス金型（絞り）製作方法の現状と将来について
　実施日　　平成８年３月25日（月）
　指導員　　滋賀県立大学工学部機械システム工学科　教授　中川平三郎　氏
　指導班　　主　　査　　宮川　栄一

(5) ジェットスキーのキャリヤの軸強度について
　実施日　　平成８年３月26日（火）
　指導員　　滋賀県立大学工学部機械システム工学科　教授　中川平三郎　氏
　指導班　　主　　査　　宮川　栄一

3．設備貸与企業に係る巡回技術指導

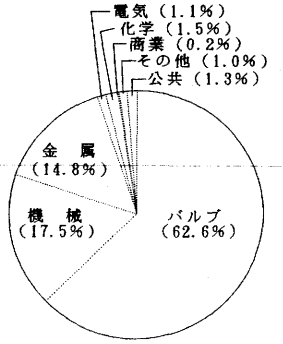
指導対象企業　　平成４年度および平成６年度設備貸与企業
指導期間　　平成７年11月９日（木）～11月16日（木）
指導員　　指導所職員
指導企業　　９企業

4．技術相談・指導

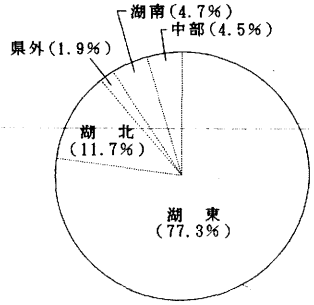
(1) 相談区分受付件数

項　　目	件数	比率	項　　目	件数	比率
バルブ動向調査・指導	159	29.9%	性能試験	18	3.4%
巡回等実地指導	17	3.2%	CAD／CAM技術	5	1.0%
金属材料	32	6.0%	強度解析	100	18.8%
熱処理技術	14	2.6%	流体解析	10	1.9%
機械加工	7	1.3%	自動化技術	2	0.4%
試験方法	66	12.4%	情報技術	1	0.2%
鋳造技術	6	1.1%	設備貸与・近代化資金	13	2.4%
金属組織	12	2.3%	金融相談	13	2.4%
分析技術	18	3.4%	その他	17	3.2%
防食技術	22	4.1%	計	532	100.0%

(2) 業種別



(3) 地域別



5．調　　査

(1) 彦根バルブ動向調査　21企業（4回／年）

(2) 制度融資等にかかる事前調査

・設備機械貸与調査 …… 10企業

・設備近代化資金貸与診断調査 … 4企業

6．技術普及講習会

年月日	内　　容	講　　師	場所	参加人員
7．5．18	PL法と企業の対応	秦技術士事務所 秦　勝彦	ひこね燦ばれす	45人
7．7．18	幾何偏差および新JIS表面粗さ測定	㈱小坂研究所 星原　広 田中信行 丸茂忠雄	指導所研修室	12人
7．10．17	「マルチメディアと企業戦略」	新江州㈱ 飛沢好範 および当所職員	〃	25人
8．1．31	21世紀に花開く金属系新素材技術	滋賀県立大学 菊池潮美	〃	20人

7．新技術技術者研修

(1) コース名　測定器の校正方法と日常点検

(2) 研修期間および時間数

平成7年11月7日（火）～8日（水）、12時間

(3) 場　　所　滋賀県立機械金属工業指導所

(4) 受講者および修了者

受講者　30名

修了者　29名

(5) 講　　師　ミツトヨ計測学院

小路忠臣

(6) 科目と時間配分

実施日	時　間	科　　目	講　　師	内　　容
11．7（火）	10：00 ～ 12：00	測定器点検方法の基本	ミツトヨ計測学院 小路忠臣	測定器校正方法の基礎知識（講義）
	13：00 ～ 17：00	マイクロメータ・ノギス・ダイヤルケージ		測定器の原理と機能（講習・実習）
11．8（水）	10：00 ～ 12：00	測定器の日常点検について	〃	測定器の日常点検と検査（講義）
	13：00 ～ 17：00	測定器の精度点検要領と定期検査		マイクロメータ・ノギス・ダイヤルケージの精度検査の方法（実習）

Ⅳ 研 究 業 務

1．新素材活用技術に関する研究

○耐衝撃・耐摩耗オーステンパ球状黒鉛鋳鉄の開発

○粉末冶金技術の開発　―放電プラズマ焼結法を用いた
Cu系耐摩耗材料の開発―

2．配管システムにおけるバルブ周りの流れに関する研究

3．自動制御弁の開発研究　―ACサーボモータ駆動による
バタフライ弁の制御―

4．加工データーファイル作成に関する研究

5　金属製品の検査精度の向上に関する研究
―不定形状物の判別に関する研究―

新素材活用技術に関する研究
（耐衝撃・耐摩耗オーステンパ球状黒鉛鋳鉄の開発）

専門員兼試験研究係長　西内 廣志

1．諸言

近年、産業の著しい進展に伴い、産業用各装置および機械部品の使用条件がますます過酷（高温、高圧、高速化）な状況になっており、その基盤である材料については、より高品質・高信頼性が求められている。これらのことを考慮して、前年度はバルブおよび各種機械部品に使用されている球状黒鉛鋳鉄（ＦＣＤ）の高強度・高靭性化を図るため、流動層炉によるＦＣＤのオーステンパ処理条件（恒温変態処理条件、肉厚変動（質量効果）による冷却特性等）の検討を行った。その結果、非合金球状黒鉛鋳鉄でのオーステンパ処理（ベイナイト変態）はφ１５の肉厚まで可能でそれ以上の肉厚になると冷却速度の遅れからＣＣＴ曲線のパーライトＮｏｓｅにひっかかり微細なパーライト組織になることがわかった。これらの事項を考慮して、本年度は非合金オーステンパ球状黒鉛鋳鉄の残留オーステナイトによる材料強度・衝撃値の影響および質量効果によるオーステンパ処理を可能にするため、合金元素（Ｍｏ、Ｃｕ）を添加した合金球状黒鉛鋳鉄のオーステンパ処理の検討を行った。

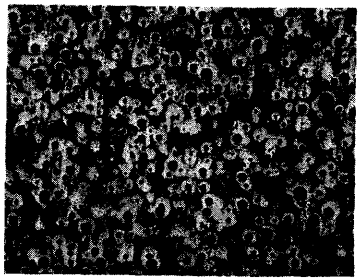
2．実験方法

2－1 供試材

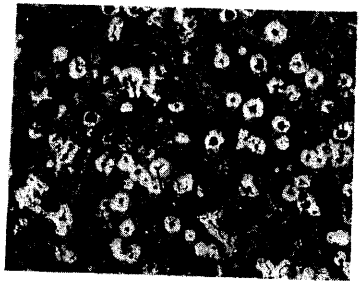
機械試験（引張、衝撃試験）用供試材（供試材：Ａ）は高周波誘導溶解炉で鋳造したＦＣＤ４５０相当のＹブロック（JISG5502Ｙ形Ｂ）からJISZ2201 4号試験片およびJISZ2202 3号Uノッチ衝撃試験片を加工したものを用いた。質量効果用供試材（供試材：Ｂ）はＦＣＤ４５０相当の溶湯にMo、Cuを少量添加し鋳造した丸棒試験片（φ２０～３５×１００Ｌ）を使用した。供試材の化学成分を表１、組織写真を写真１に示す。質量効果用の試験片については流動層炉のガス冷却特性を調べるため、底部の中心に1.6mmの穴を20mmあけ、シース熱電対Ｋ（ｼｰｽ外径1.6mm）が挿入出来るようにした。

表１ 供試材の化学成分

成分 / 符号	C	Si	Mn	P	S	Mg	Mo	Cu
A（非合金球状黒鉛鋳鉄）	3.67	2.34	0.49	0.030	0.007	0.032	—	—
B（Mo・Cu合金球状黒鉛鋳鉄）	3.51	1.99	0.58	0.038	0.007	0.020	0.11	0.33



供試材A　　100μm



供試材B　　100μm

写真1 供試材の組織写真

2－2 オーステンパ熱処理

オーステンパ熱処理条件は図1のとおりで、2－1の各試験片を流動層加熱炉で900℃60分加熱保持後すみやかに流動層恒温炉に試験片を移動し、所定のオーステンパ温度（250～450℃）でHeガスの急冷却（1～3min）後、恒温変態処理を60分行った。処理後の試験片について機械試験（引張、衝撃，硬さ試験）および組織観察を行った。

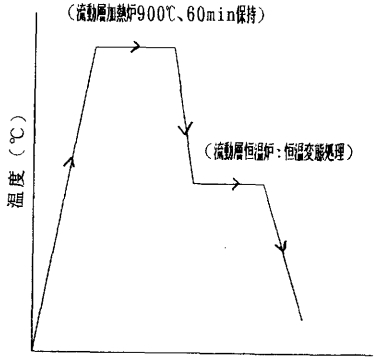


図1 オーステンパ処理条件

2－2 合金球状黒鉛鋳鉄の冷却特性試験

Mo・Cu合金球状黒鉛鋳鉄（供試材B）の質量効果（φ15～35）による流動層恒温炉の冷却特性を調べるため、試験片をシース熱電対に挿入した状態で流動層加熱炉に投入し900℃1時間保持後、流動層恒温炉でHeガス冷却を行った。

冷却処理条件は表2のとおり試験片中心部の冷却測定についてはペンレコーダーを使用した。

表2 冷却処理条件

流動層恒温炉の温度 ℃	250～450℃
流動化ガスの種類	He
流動化ガスの流量	270Nl/min

2－3 残留オーステナイト量測定

オーステンパ球状黒鉛鋳鉄（ADI）の基地組織はベイナイトと残留オーステナイトの混合相であり，残留オーステナイトの量により機械的性質が左右されるといわれている。そこで，オーステンパ処理後の残留オーステナイトを測定するため，X線応力測定装置を用いて行った。試料の前処理は切断→SiC#240研磨→電解研磨（加工変質層除去のため）である。

測定はCr管球を用いオーステナイト（γ）（200）面，ベイナイト（α）（211）面の回折強度を求め，次式により残留オーステナイト量を求めた。

$$\gamma\text{-Fe} = \frac{100}{1 + k \times I\alpha / I\gamma} \ \%$$

3．結果および考察

3－1 非合金オーステンパ球状黒鉛鋳鉄の機械的性質について

Yブロック（供試材A）から採取したJIS Z2201 4号試験片およびJIS Z2202 3号Uノッチ付き衝撃試験片のオーステンパ処理後の試験結果を表3、図2に示す。表3の引張試験結果より、オーステンパ温度が上昇するに伴い、引張強度は減少し伸びは増加している。オーステンパ温度280～310℃の場合はJIS FCAD1200-2、350℃でFCAD 1000-5、400℃でFCAD 900-8に相当する。

引張試験後の破断部についてマクロ観察および反射電子像（BSE）観察を行った結果、280℃での低温オーステンパ破断部は凹凸のあるへき開破面で，400℃高温オーステンパ破断部では延性のあるディンプルな破面が見られる。（写真2、3）

次にオーステンパ温度と衝撃特性について調べたところ、図2に示すとおり、オーステンパ温度が上昇するに伴い、衝撃値は向上しオーステンパ温度が400℃付近のところが最高の衝撃値が得られた。伸び、衝撃値と残留オーステナイトの関係を図3に示す。図3に示すとおり、オーステンパ温度が上昇すると残留オーステナイト量は増加するが、450℃付近で残留オーステナイト量は急減し18%前後になる。このことは上部ベイナイト域を越えた温度域が450℃付近で微細パーライト変態になったと考えられる。残留オーステナイト量が最高の値（44%）を示す400℃オーステンパ温度は衝撃値、伸びが最も高く、高靱性に富んだ領域であると推察される。

表3 引張試験結果

ｵｰｽﾃﾝﾊﾟ温度 ℃	引張強さ N/mm²	耐力 N/mm²	伸び %
280	1,223	1,120	2.15
310	1,345	1,031	4.15
350	1,116	867	6.45
400	961	627	8.50

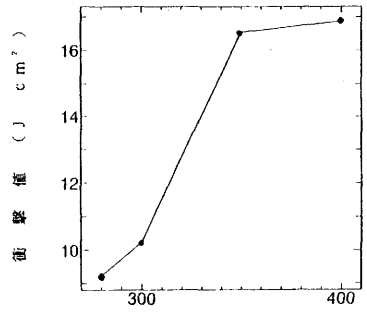
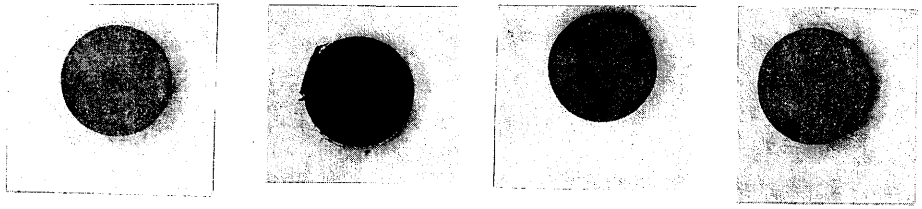
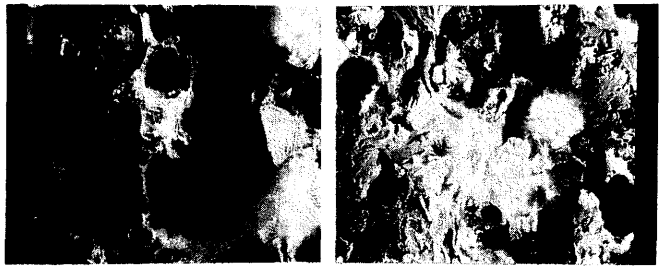


図2 オーステンパ温度による衝撃試験結果



２８０℃　　３１０℃　　３５０℃　　４００℃

写真２ 引張試験破断部のマクロ写真



２８０℃　　２０μm　　４００℃　　２０μm

写真３　引張試験破断部の反射電子像（ＢＳＥ）

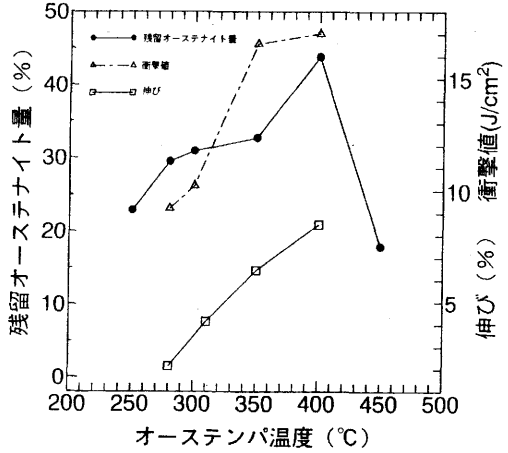


図３ 残留オーステナイト量による伸び、衝撃値の関係

３－２ 合金、非合金球状黒鉛鋳鉄の加熱・冷却変態

φ3×10mm（熱電対用穴φ2×2mm）に加工した非合金球状黒鉛鋳鉄、Mo・Cu合金球状黒鉛鋳鉄試験片を用い全自動変態記録装置（Formaster）により加熱・冷却時における変態挙動を調べた。

その結果、非合金球状黒鉛鋳鉄のＡｃ₁変態点は７３３℃でMo・Cu合金球状黒鉛鋳鉄のAc₁変態点は７５０℃であった。このことはMoの共析変態温度を上昇させる効果によるものと考えられる。

一方、冷却過程におけるAr′点、Ms点（ﾏﾙﾃﾝｻｲﾄ開始温度）は非合金球状黒鉛鋳鉄でAr′：660℃、Ms：201℃、Mo・Cu合金球状黒鉛鋳鉄でAr′：653℃，Ms：192℃であった。

これらの結果を参考にしてMo・Cu合金球状黒鉛鋳鉄のオーステンパ温度を900℃とし，オーステンパ温度域を250～450℃とした。

３－３ Mo･Cu 合金球状黒鉛鋳鉄のオーステンパ熱処理

流動層炉による非合金球状黒鉛鋳鉄のオーステンパ（ﾍﾞｲﾅｲﾄ変態）が可能な肉厚はφ15までが限界である。実際の機械部品の場合，肉厚の変動があるため，非合金ｵｰｽﾃﾝﾊﾟ球状黒鉛鋳鉄では肉厚の薄いところはベイナイト化するが，肉厚の厚いところはＣＣＴ曲線のパーライトＮｏｓｅ（Ｐｓ）に冷却過程でひっかかり基地組織はパーライト化してしまうため高靭性化が得られ難い。

そこで，冷却過程における質量効果（肉厚感受性）の影響を少なくするため，少量のMo、Cuを添加した合金球状黒鉛鋳鉄の検討を行った。

Moの添加は図４のＣＣＴ曲線の示すとおり，パーライト変態域を遅らせるため，ベイナイト化の促進に有効であると言われている。

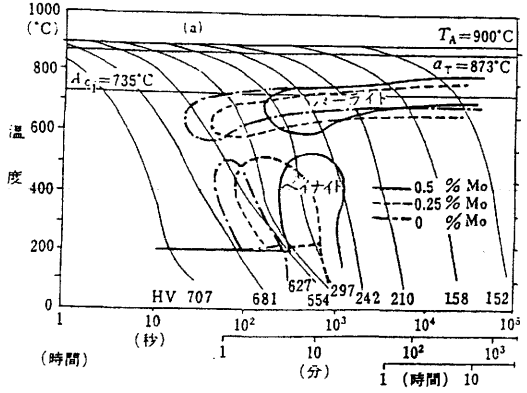


図４ Mo添加球状黒鉛鋳鉄のＣＣＴ曲線

（１）質量効果による流動層炉の冷却特性結果

Mo・Cu合金球状黒鉛鋳鉄の質量効果によるオーステンパ冷却特性特性を調べるためφ20～35×100ＬのMo・Cu合金球状黒鉛鋳鉄の供試材についてＨｅガス冷却（900→400℃急冷）の冷却曲線を作成した。その結果 を図５に示す。φ20～φ25の冷却時間は110SEC、φ30で170SEC、φ35になると200SEC要した。

φ20～φ30までは冷却過程における変曲点はみられないが，φ35では628℃付近に変曲点が見られた。この変曲点はFormasterによる冷却変態Ａｒ´に概ね一致する。

次にφ25の非合金球状黒鉛鋳鉄、Mo・Cu合金球状黒鉛鋳鉄の冷却特性を上記と同様の方法で調べた。結果を図６に示す。Mo・Cu合金球状黒鉛鋳鉄は変曲点は見られないが，非合金球状黒鉛鋳鉄では670℃付近にＡｒ´変態点（ﾄﾙｽﾀｲﾄ）が見られる。

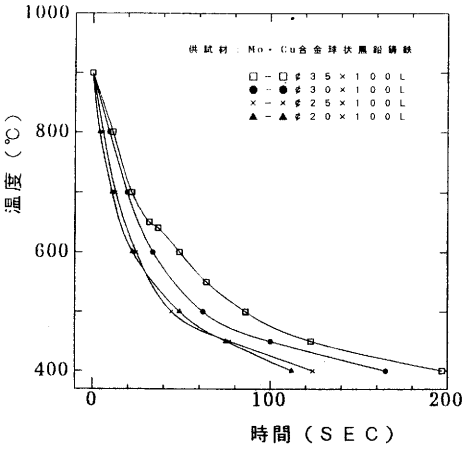


図５ 質量効果による中心部冷却曲線

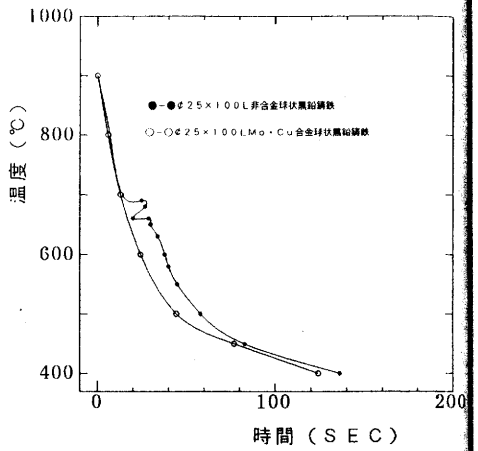


図６ 合金、非合金球状黒鉛鋳鉄による中心部冷却曲線

（２）オーステナイト化温度からオーステンパ温度までの冷却時間

φ20×100LのMo・Cu合金球状黒鉛鋳鉄についてオーステナイト化温度900℃からオーステンパ処理温度（280～400℃）までのＨｅガスによる冷却処理時間を表４に示す。表４に示すとおり、４００℃上部ベイナイト域では120SECで冷却速度は遅く，下部ベイナイト域になるにつれて冷却速度は早くなる。

表４　オーステンパ温度までの冷却時間

オーステンパ温度（℃）	冷却時間（ＳＥＣ）
２８０	７０
３５０	８０
４００	１２０

（３）オーステンパ処理温度による硬さおよび組織

φ20×100LのMo・Cu合金球状黒鉛鋳鉄を用いて２５０～４５０℃の流動層恒温炉中で処理した試験片の硬さの変化を図７に、残留オーステナイト量測定結果を図８に示す。（処理条件ｵｰｽﾃﾅｲﾄ化温度900℃１hr，Heｶﾞｽ冷却60～120SEC，恒温変態時間１hr後水冷）処理後の硬さ試験はロックエル硬度計で測定した。図７に示すとおりオーステンパ温度が上昇するにつれてＨＲＣ硬さは漸次減少し残留オーステナイト量は逆に４００℃までは上昇するが、４５０℃になると急激に減少する。４００℃オーステンパ処理でのＨＲＣ硬さは２９．５で、２５０℃オーステンパ処理でのＨＲＣ硬さは４９．５であった。次に２５０～４５０℃オーステンパ処理（恒温変態処理）した試験片の組織写真を写真４に示す。２５０～３００℃では基地組織が細長い針状の下部ベイナイト組織であり、３５０～４００℃ではベイナイトの針状が鈍化した羽毛状の上部ベイナイト組織である。また、白色部の残留オーステナイトも多く見られる。高倍率で観察した反射電子像を写真５に示す。４５０℃になると冷却速度の遅れのため，トルスタイトが生じる。

以上の結果から高靭性なオーステンパ球状黒鉛鋳鉄を得るには残留オーステナイト量が最も高い領域である４００℃オーステンパ処理が適していると考えられる。

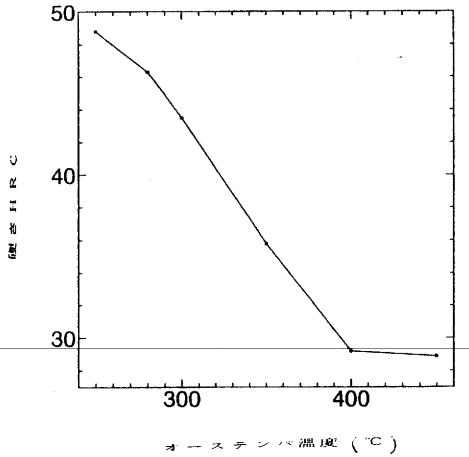


図７ オーステンパ温度による硬さの変化

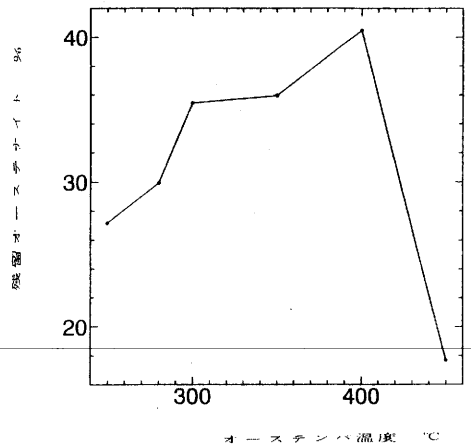


図８ オーステンパ温度と残留オーステナイト量の関係

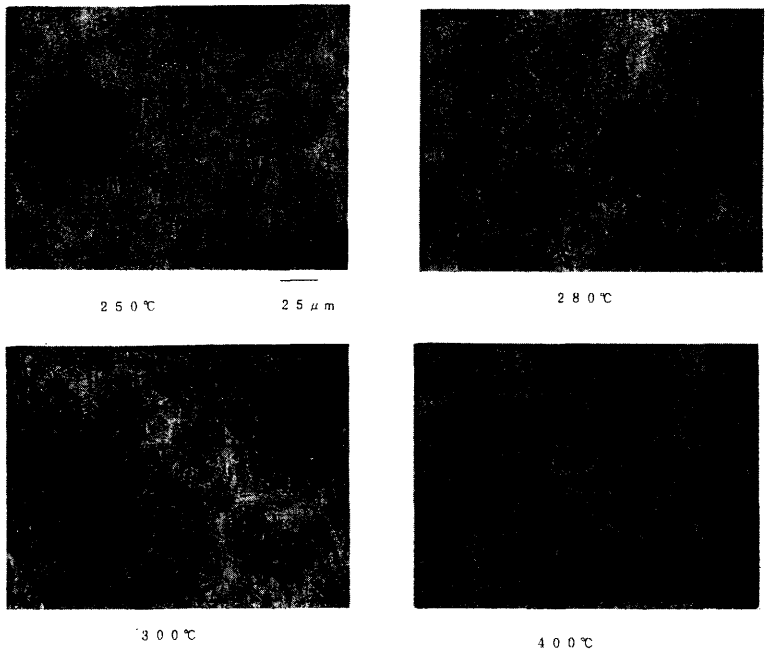


写真4　オーステンパ処理温度による組織写真

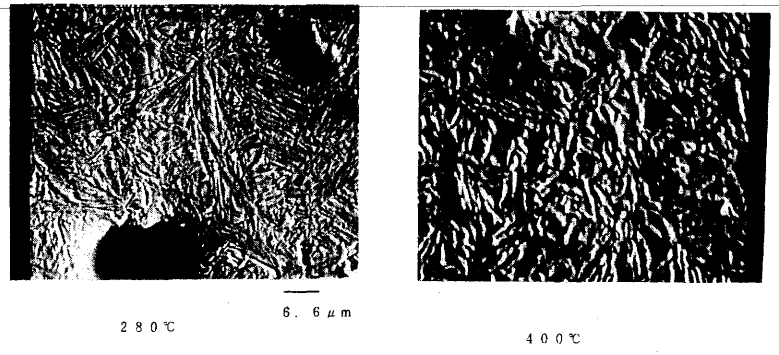


写真5 オーステンパ球状黒鉛鋳鉄（ＡＤＩ）の反射電子像（ＢＳＥ）

（4）質量効果によるオーステンパ組織

¢20～35×100L（Ｍｏ・Ｃｕ合金球状黒鉛鋳鉄）の４００℃オーステンパ処理の組織写真を写真6に示す。¢２５までは均一なベイナイト組織が得られるが、¢３０以上になると冷却速度の遅れから、トルスタイトが黒鉛の周りにみられる。

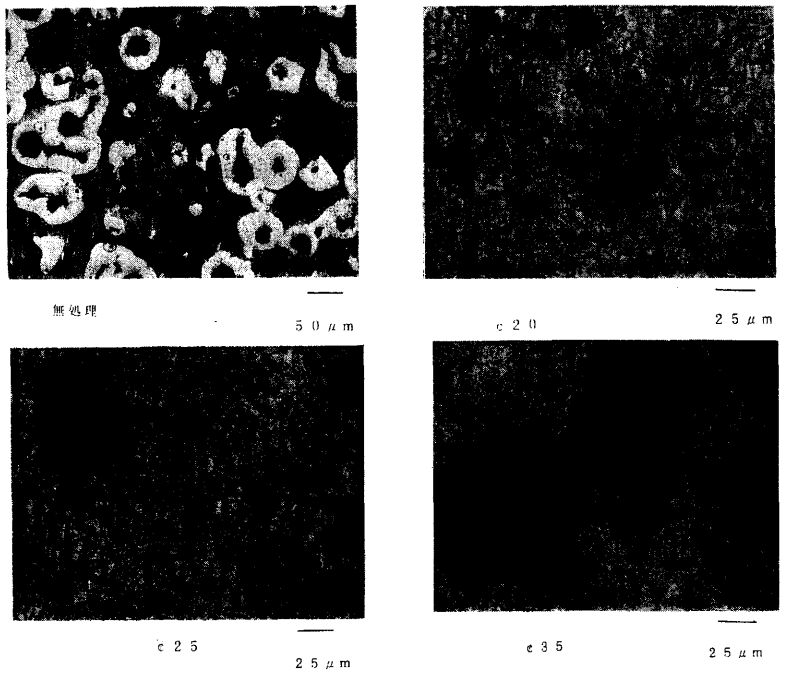


写真6質量効果によるオーステンパ組織（Mo・Cu合金球状黒鉛鋳鉄）

4．まとめ

以上の結果を要約すると次のとおりである。

（1）非合金球状黒鉛鋳鉄での高靭性オーステンパ温度は４００℃付近であり、伸び、衝撃値が最高の値が得られる。また、残留オーステナイト量は最高の値を示す。

（2）Ｍｏ、Ｃｕを添加した合金球状黒鉛鋳鉄のオーステンパ処理は恒温変態曲線のＰｓ点（パーライトＮｏｓｅ）が非合金球状黒鉛鋳鉄よりも長時間側にあるため厚物（¢２５まで）の処理も可能である。

（3）Ｍｏ・Ｃｕ合金球状黒鉛鋳鉄のオーステンパ組織は２５０～３００℃オーステンパ処理で針状の下部ベイナイト組織，３５０～４００℃で羽毛状の上部ベイナイト組織になり、４５０℃になると冷却速度の遅れからトルスタイトが生じる。

謝辞

本研究を遂行するにあたり御指導頂いた技術会議の時実先生（立命館大学教授）、種岡先生（カオスハイテク協同組合技術部長）並びに供試材作成に協力頂いた古川ファンドリー(株)に感謝します。

参考文献

（１）西内 廣志：新素材活用技術に関する研究（流動層による球状黒鉛鋳鉄のオーステンパ熱処理技術の開発１）

（２）井川克也：球状黒鉛鋳鉄の基礎と応用Ｐ７１～７６ 丸善(株)

（３）張 博：球状黒鉛鋳鉄－基礎・理論・応用Ｐ２０６～２７５ （株）アグネ

（４）栗花 信介：流動層炉による球状黒鉛鋳鉄のオーステンパ処理 平成３年度福島工業試験場研究報告

（５）三井ミーハナイト・メタル(株)：ＡＤＩのオーステンパ処理における寸法精度に関する研究 平成３年度素形材センター研究調査研究

（６）ＪＩＳ Ｇ５５０３－１９９５ 日本工業規格 オーステンパ球状黒鉛鋳鉄

（７）明智 清明 球状黒鉛鋳鉄 ｐ２７０～２７１ （株）アグネ

粉末冶金技術の開発

－放電プラズマ焼結法を用いたＣｕ系耐摩耗材料開発－

試験研究係 主任技師 所 敏夫

１．緒言

近年、産業機械の高性能化により、従来から使用されてきた材料部品の特性向上が望まれてきている。特に、摺動部材の高寿命化が望まれていると考えられる。従来から用いられてきたＣｕ系の焼結摺動部材としては、多孔質焼結体に潤滑剤を含浸させた材料等があり、一方Ｃｕ系の溶製摺動部材としては、Ｃｕ－Ｚｎ－Ｓｎ合金に潤滑成分であるＰｂを添加したBC６材等がある。

一般に、焼結法の特徴のひとつとしては、比重の異なる互いに溶け合わない材料同士の複合化を比較的容易に行えることにある[1)]。

そのため、焼結法において、摺動性向上のために、固体潤滑剤の混合がひとつの有効な手段であると考えられる。固体潤滑剤として、黒鉛は摩擦係数が0.2程度と低く[2)]、固体潤滑剤としては優れた特性を有している。

そこで本研究の目的は、BC６材のＰｂ成分を黒鉛に置き換え、放電プラズマ焼結[3)]を行い、焼結特性、硬さおよび摩擦摩耗特性について調査ことである。

２．Ｃｕ－Ｚｎ－Ｓｎ合金化条件の検討

２－１ 実験方法

固体潤滑剤を添加せずにＣｕ、Ｚｎ、Ｓｎ混合粉末が合金化する焼結条件を見極める必要がある。各々の粉末の特性を表１～３に、粉末の外観を写真１～３に示す。また、最終的には黒鉛粉末を添加 するため、成形体の黒鉛粉末の保持力が高いと考えられる凹凸が大きい樹枝状の電解Ｃｕ粉を用いた。

表１ Ｃｕ粉の特性（電解）

見掛密度(g/cm³)		0.62
粒度分布	+75μm(%)	0.1
	+63μm(%)	0.9
	+45μm(%)	14.6
	-45μm(%)	84.4

表２ Ｚｎ粉の特性（空気アトマイズ）

見掛密度(g/cm³)		3.11
粒度分布	+75μm(%)	0.7
	+63μm(%)	11.3
	+45μm(%)	28.4
	-45μm(%)	59.6

表３ Ｓｎ粉の特性（水アトマイズ）

見掛密度(g/cm³)		2.29
粒度	+63μm(%)	0.7
	+45μm(%)	9.3
	-45μm(%)	90.0

写真１　Ｃｕ粉末（電解）の反射電子像

写真２　Ｚｎ粉末（空気ｱﾄﾏｲｽﾞ）の反射電子像

写真３　Ｓｎ粉末（水ｱﾄﾏｲｽﾞ）の反射電子像

焼結に際し、Ｃｕ粉，Ｚｎ粉およびＳｎ粉を表４に示す配合比に乳鉢を用いて混合し、供試粉末とした。そして、グラファイト型に供試粉末を装入し、図１に示す放電プラズマ焼結機（ＳＰＳ　１０３０）を用いて、表４に示すように加圧力，焼結（保持）時間および焼結温度を変化させ、真空（10^{0}Paｵｰﾀﾞ）中で放電プラズマ焼結を行い、寸法が直径20mm厚さ5mmの焼結体を得た。

なお、焼結中の温度計測はＫ熱電対をグラファイト型中央部の小穴に差し込んで行い、この温度を焼結温度とした。

焼結体の特性評価方法として密度測定、および金属顕微鏡・ＥＰＭＡによる組織観察を行った。

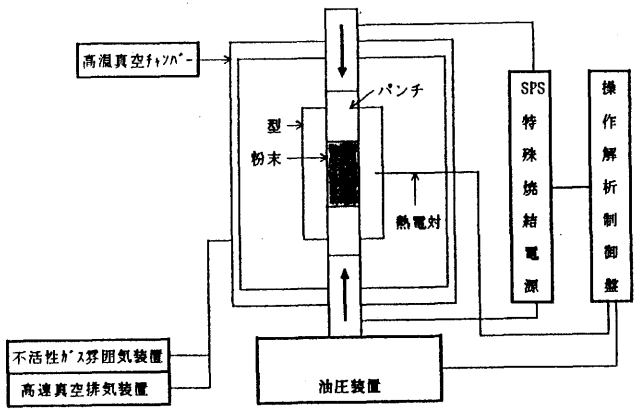


図１　放電プラズマ焼結機の概要

表４　Ｃｕ－Ｚｎ－Ｓｎ系焼結条件

粉末	配合比（vol%）			
	Ｃｕ		Ｚｎ	Ｓｎ
	84.0		7.0	7.0
焼結条件	焼結温度(Ｋ)		1023，1073	
	昇温時間(sec)		540	
	焼結(保持)時間（ｓ）		0，300，600，1200	
	加圧力(ＭＰａ)		9.4 ，49	
	パルス比		ＯＮ：ＯＦＦ＝12:2	

2－2　実験結果

合金化を評価した一例を写真４および５に示す。写真４はＳｎおよびＺｎの偏析が認められた。一方、写真５はＣｕ、Ｓｎおよびの偏析がなく、合金化されているものと推定した。また、合金化されていると推定した組織は写真６に示すように、局所的なＺｎまたはＳｎの偏析もなかった。各焼結条件におけるＥＰＭＡによる観察結果を表５に示す。表５より加圧力が9.4および49MPaで焼結温度1073Ｋ、焼結（保持）時間が1200secの条件で合金化が達成されているものと考えられる。これらの結果より、Ｃｕ－Ｚｎ－Ｓｎ系の合金化には、焼結温度および焼結時間の影響が大きく加圧力の影響は小さいものと考えられる。これは、本実験に用いた組成の合金相は焼結温度の1023および1073Ｋにおいては固相であるが、接触確率が高いＣｕ粉－Ｚｎ粉およびＣｕ粉－Ｓｎ粉間でＺｎ粉、Ｓｎ粉から見ればＺｎまたはＳｎにＣｕが拡散していく焼結過程において融点が低く液相が発生していると考えられるため、合金化におよぼす加圧力の影響は小さくなったものと推定される。

図２に加圧力、焼結保持時間および焼結温度を変えたときのＣｕ－Ｚｎ－Ｓｎ焼結体相対密度を示す。相対密度は焼結条件の差がなく、すべてほぼ理論密度に近かった。

Ｃｕ－Ｚｎ－Ｓｎ焼結体組織におよぼす焼結（保持）時間の影響を写真７に示す。写真７より、焼結（保持）時間を長くしても、結晶粒の粗大化は顕著ではなかった。また双晶と考えられる組織が多数存在していた。

つまり、この系において、焼結条件の差がなく密度はほぼ理論密度であるため比較的短時間低温で緻密化でき、しかし合金化においては焼結条件の温度・時間が大きく影響するといえる。

表５　ＥＰＭＡによる合金化観察結果

加圧力 (MPa)	焼結温度 (K)	焼結（保持）時間 0	300	600	1200
49	1023	-----	-----	-----	×
	1073	×	×	×	○
9.4	1073	-----	-----	-----	○

×：ＺｎまたはＳｎの偏析が観察

○：ＺｎおよびＳｎの偏析が観察されず

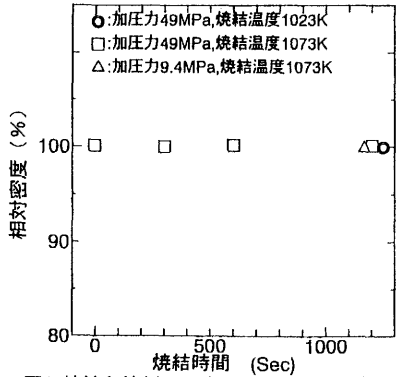
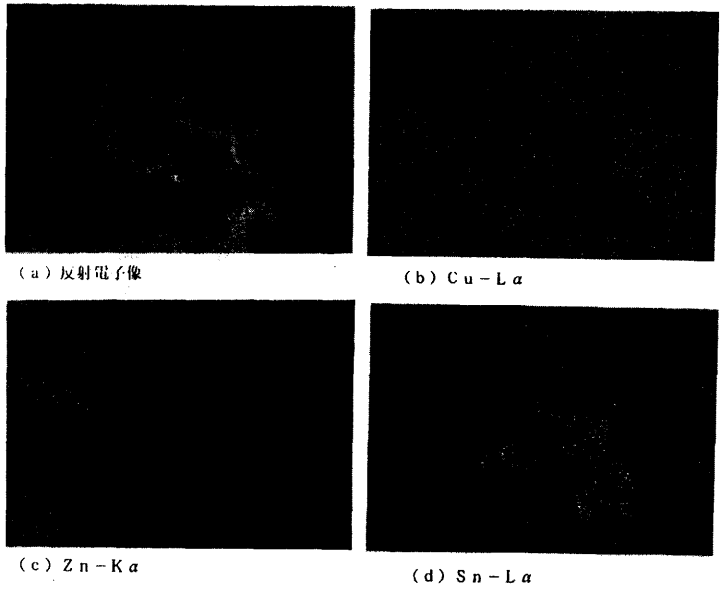
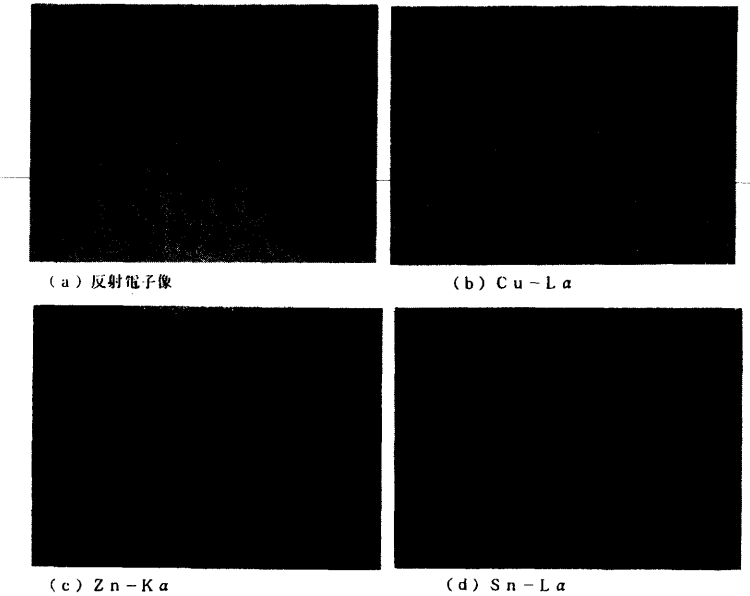


図2 焼結条件が及ぼすCu-Zn-Sn焼結体密度への影響　(焼結体寸法:φ20 t5)



（ａ）反射電子像　（ｂ）Ｃｕ－Ｌα　（ｃ）Ｚｎ－Ｋα　（ｄ）Ｓｎ－Ｌα

写真４　焼結温度:1073K，焼結(保持)時間:300secにおけるＣｕ－Ｚｎ－Ｓｎ焼結体



（ａ）反射電子像　（ｂ）Ｃｕ－Ｌα　（ｃ）Ｚｎ－Ｋα　（ｄ）Ｓｎ－Ｌα

写真５　焼結温度:1073K，焼結(保持)時間:1200secにおけるＣｕ－Ｚｎ－Ｓｎ焼結体

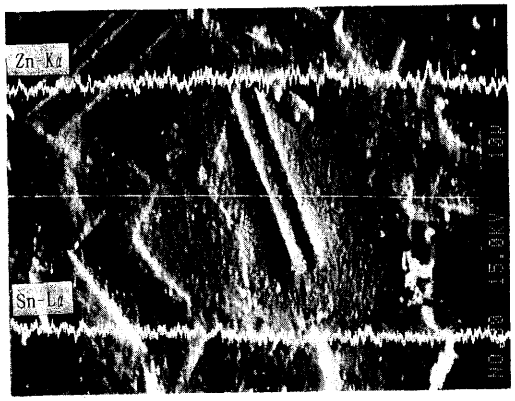


写真６　焼結温度:1073K，焼結(保持)時間:1200secにおける焼結体の線分析

（ａ）焼結温度:1073K，焼結(保持)時間:300sec

（ｂ）焼結温度:1073K，焼結(保持)時間:1200sec

写真７　焼結(保持)時間がおよぼす結晶粒径の影響

３．黒鉛を添加したＣｕ－Ｚｎ－Ｓｎ焼結体の特性

３－１　実験方法

焼結に用いた原料金属粉末はＣｕ粉，Ｃｕ－Ｚｎ合金粉およびＳｎ粉であり、黒鉛粉としては粒径の異なる２種類の粉末ＫＳ１０（ﾒｼﾞｱﾝ径 d_{50}:5.943μm）またはＫＳ７５（ﾒｼﾞｱﾝ径 d_{50}:20.98μm）を用いた。新たに用いる粉末の特性を表６および図３に、また粉末の外観を写真８，９に示す。Ｃｕ－Ｚｎ－Ｓｎ合金化条件の検討においては、Ｚｎ成分をＺｎ単体粉として用いていたが、真空焼結中にＺｎの蒸気が多量に発生したため（図４[4]参照）、少しでもＺｎの蒸発を抑制するため、Ｃｕ－Ｚｎ合金粉末を用いた。またＺｎ単体粉を用いた場合より、Ｃｕ－Ｚｎ合金粉を用いる方が最初から合金化しているため、Ｃｕ－Ｚｎ－Ｓｎの合金化が困難になることはないと考えられる。

表６　Ｃｕ－Ｚｎ合金粉の特性

（水アトマイズ）

見掛密度(g/cm³)		3.21		Mesh	(wt%)
流動度(sec/50g)		20.4		+150	0.6
	成分	(wt%)	粒	+106	8.3
成分	Ｚｎ	30.0	度	+75	17.0
分析	Ｃｕ	BAL.	分	+63	11.7
			布	+45	19.0
				-45	43.4

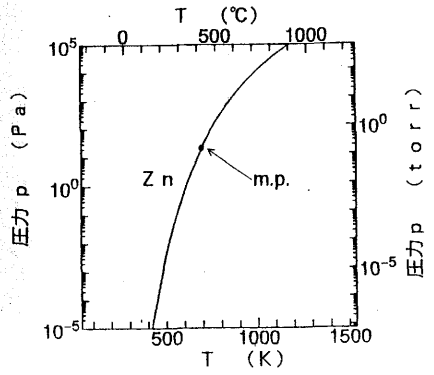


図４　Ｚｎの蒸気圧

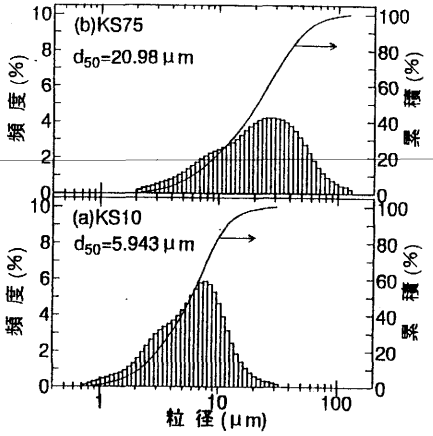


図３　黒鉛粉の特性

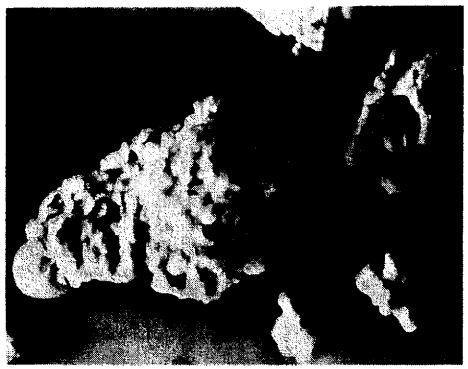


写真8　Cu－Zn合金粉末（水ｱﾄﾏｲｽﾞ）の反射電子像

（a）KS10

（b）KS75

写真9　黒鉛粉末の反射電子像

焼結に際し、原料粉末を表7に示す配合比に乳鉢を用いて混合し、供試粉末とした。そして、グラファイト型に供試粉末を装入し、Cu－Zn－Sn系合金化の検討で得られた結果をもとに表7に示す条件にて真空（10^{0}Paｵｰﾀﾞ）中で放電プラズマ焼結を行い、円柱状焼結体（寸法：直径20mm 厚さ～5mm）および摩擦摩耗試験用の円筒状焼結体（寸法：外径25.6mm-内径20.0mm 高さ～15mm）を得た。

表7　Cu－Zn－Sn－C系焼結条件

		配合比 (vol%)			
粉末		Cu	Zn	Sn	C
		84.0	7.00	7.00	0
		81.7	6.65	6.65	5.00
		77.4	6.30	6.30	10.0
		73.1	5.95	5.95	15.0
		68.8	5.60	5.60	20.0
		51.6	4.20	4.20	40.0
焼結条件	焼結温度(K)	1073			
	昇温時間(s)	540			
	焼結(保持)時間（s）	1200		1500[注1)]	
	加圧力(MPa)	9.4		9.4→49[注1)]	
	パルス比	ON：OFF＝12:2			

注1) 保持時間0～1200sec加圧力9.4MPa
保持時間1200～1500sec加圧力49MPa

焼結体の基本特性の評価として、黒鉛粉・焼結体寸法が与える密度への影響、黒鉛粉添加による焼結体硬度への影響、焼結体中への黒鉛の分布状況を調査した。また摩擦摩耗試験として試験片の滑り面を＃600およびｱﾙﾐﾅ5 μmにおいて研磨仕上げし、摩擦摩耗試験片に供した。摩擦摩耗試験方法の概略を図5に示す。この方法は、下側の回転する試験片（図5①）の上側に固定された相手材（図5①）試験片を接触させて、上側から荷重を付与し（図5④により検出）、摩耗させる方法である。摩擦摩耗試験は、表8に示す条件にて行い、黒鉛添加焼結体および比較材として表9に示す溶製材のCu－Zn－Sn合金のBC3および潤滑成分としてPbを含有したCu－Zn－Sn合金のBC6を用いて行った。その評価は、試験前後の試験片の質量減少量測定から（1）式により比摩耗量Vsを、またトルクバー（図5③）を介した摩擦力測定（図5⑤により検出）から（2）式により摩擦係数μを算出し、黒鉛のおよぼす影響ならびに溶製材との違いを調査した。

$$Vs = \frac{\dfrac{Wa - Wb}{\rho}}{P \cdot L} \quad \cdots\cdots\cdots \quad (1)$$

ここで、Vs：比摩耗量(m^3/(N・m))，　Wa：試験前の試験片の質量(Kg)

Wb：試験後の試験片の質量(Ｋｇ)，　ρ：試験片の密度(Ｋｇ／ｍ^3)

Ｐ：試験荷重　(Ｎ)，　Ｌ：平均滑り距離　(ｍ)

$$\mu = \frac{F \cdot R}{P \cdot r} \quad \cdots\cdots\cdots \quad (2)$$

ここで、Ｆ：摩擦用ﾛｰﾄﾞｾﾙで測定される摩擦力　(Ｎ)

Ｒ：摩擦用ﾛｰﾄﾞｾﾙと試料の中心間の距離　(ｍ)

Ｐ：試験荷重　(Ｎ)，　ｒ：試料の平均半径　(0.0114m)

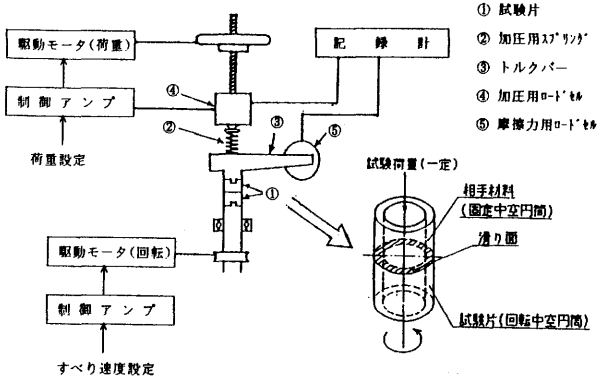


図５　摩擦摩耗試験方法の概略

表８ 摩擦摩耗試験条件

荷重 (N)	すべり速度 (m/s)	相手材
114	0.1	S45C
25	0.1	S45C

表９　ＢＣ３およびＢＣ６の化学成分ならびに機械的性質

		化学成分 (wt%)				引張強さ	伸び
		Cu	Zn	Sn	Pb	(MPa)	(%)
JIS規格	ＢＣ３	86.5~89.5	1.0~3.0	9.0~11.0	<1.0	>245	>15
	ＢＣ６	83.0~87.0	4.0~6.0	4.0~6.0	4.0~6.0	>195	>15
供試材	ＢＣ３	87.80	1.92	10.00	0.12		
	ＢＣ６	84.67	5.56	4.36	5.13		

３．２．１　黒鉛粉・焼結体寸法がおよぼす焼結体密度への影響

図６に黒鉛量、加圧力および焼結体寸法を変化させたときの密度測定結果を示す。前述したように、黒鉛無添加のときは、焼結条件に関係なくほぼ理論密度に近かった。しかし、黒鉛量が増加するに従い相対密度は概ね直線的に低下する。相対密度が低下するのは、写真10に示すように金属粉末間に存在する黒鉛粉により金属粉同士の接触点が少なくなったため焼結性が低下したものだと推定される。黒鉛粉の粒径による相対密度への影響は、加圧力が終始9.4ＭＰａのとき顕著であり、例えば黒鉛量が20vol％で比較すると、黒鉛粒径の大きいＫＳ７５添加焼結体（図６△印）の方が粒径の小さいＫＳ１０添加焼結体（図６○印）より相対密度が2.5％程度増加していた。

相対密度をより増加させるために、加圧力を9.4ＭｐａからＳ結終了300sec間49ＭＰａに増加させた結果、黒鉛粒径の小さいＫＳ１０添加焼結体は相対密度が顕著に増加し、また黒鉛粒径の大きいＫＳ７５添加焼結体は相対密度が微増し、黒鉛粒径による相対密度の違いは殆どなくなった。

焼結体寸法による相対密度への影響は、焼結末期の高加圧下では殆ど影響なくほぼ同程度であった。金属粉だけの焼結体においては加圧力の影響はなかったが、黒鉛粉を添加すると粒径の細かいほど加圧力の影響を受けた。また、黒鉛粉末は金属粉末間に存在していた。これらのことより、低加圧下においては、細かい黒鉛粉末ほど金属粉末間のブリッジを形成しやすいが、高加圧下では金属粉末の塑性流動が多くなり、細かい黒鉛粉末ほどブリッジを減少させるため、黒鉛粉末の粒径の違いによる相対密度の差は殆どなくなったものと推定される。

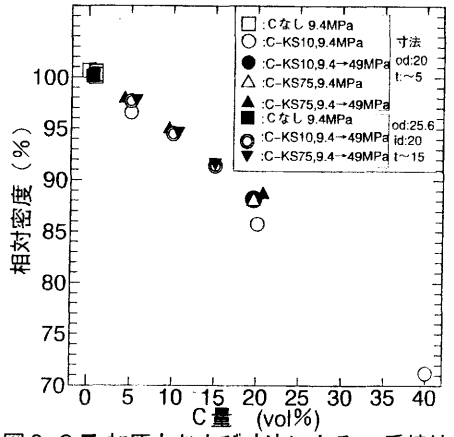
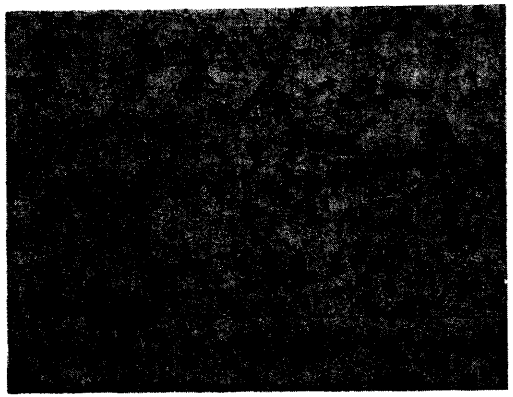


図６ Ｃ量,加圧力および寸法によるCu系焼結体密度への影響



（ａ）20vol％Ｃ（ＫＳ１０）

（ｂ）20vol％Ｃ（ＫＳ７５）

写真10　焼結体中の黒鉛の分布状況

3－2－2　黒鉛粉添加による焼結体硬度への影響

図７に黒鉛量および加圧力を変化させたときの硬度測定（ＨＶ5）結果を示す。黒鉛量が増加することにより、焼結体のＨＶ5は概ね直線的に低下した。また加圧力条件により、ＨＶ5が変化し、黒鉛量が20vol％において比較すると、焼結中加圧力が9.4MPaよりも（図７△○印）焼結末期に加圧力を9.4→49MPaに増加した方（図７▲●印）がＨＶ5は増加した。黒鉛粒径によるＨＶ5の違いは、焼結中加圧力が9.4MPaのときに大きく現れるが、焼結末期に加圧力を49MPaに増加させると、黒鉛粒径による焼結体ＨＶ5値に与える影響は、殆どなくなり、同一黒鉛量において相対密度が高いほど高ＨＶ5値が得られた。

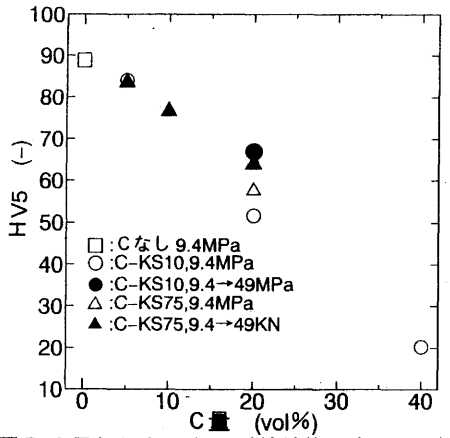


図７ Ｃ量がおよぼすCu系焼結体硬度への影響
(焼結体寸法:φ20 t5)

3－2－3黒鉛粉添加による焼結体摩擦摩耗への影響

摩擦摩耗試験に用いた焼結体は、加圧力が9.4MPaから焼結末期に49MPaに増加させた試験片で行った。

測定された摩擦力はある幅をもって変化するため、安定した摩擦力の変動の最大値および最小値に対応する摩擦係数を求めた。

図８および９に試験荷重が114Nおよび25Nのときの、比摩耗量および摩擦係数の結果を示す。

荷重が114Nのとき（図８）、溶製材のBC6・BC3に比べ、黒鉛添加焼結体は比摩耗量が大きかった。また黒鉛添加量および黒鉛粒径に関係なく、比摩耗量は同程度であった。摩擦係数は潤滑成分のＰｂ量が少ないBC3（溶製材）と黒鉛添加焼結体とは摩擦係数が同程度であり、Ｐｂが多いBC6に比べ、摩擦係数が大きかった。また、黒鉛添加量および黒鉛粒径に関係なく、摩擦係数は同程度であった。

したがって、114Nの荷重のもとでは、黒鉛の潤滑剤として作用は殆どなかった。このときの摩擦摩耗面は、写真11(a)から観察されるように、金属同士が互いに擦りあわせて摩耗方向に引き延ばされた組織であったため、黒鉛粉は抜け落ち金属同士の摩擦摩耗特性を示しているものと推定される。

一方、荷重が25Nのとき（図９）、溶製材に比べ、黒鉛添加焼結体は比摩耗量が小さくなった。また、黒鉛粒径の大きいＫＳ７５を添加した焼結体の方が、粒径の小さいＫＳ１０を添加した焼結体より比摩耗量が小さくなった。そして、ＫＳ７５添加焼結体は黒鉛量が増加するに従い比摩耗量が減少し、黒鉛量10vol%において比摩耗量が０となった。ＫＳ１０添加焼結体は、黒鉛量５vol%で比摩耗量は飽和し、黒鉛量15vol%まで比摩耗量はほぼ同程度であった。次に、黒鉛粉添加焼結体の摩擦係数はＰｂ量が少ないBC３より小さく、Ｐｂ量が多いBC６とは摩擦係数が同程度以下となった。また、黒鉛粒径の大きいＫＳ７５添加焼結体の方が、粒径の小さいＫＳ１０焼結体よりも摩擦係数が小さくなった。そして、黒鉛量が増加するを、黒鉛粒径に関係なく摩擦係数の振幅の幅が小さくなった。

したがって、25Nの荷重のもとでは黒鉛は潤滑剤の役割をしていた。そのときの摩擦摩耗面は、写真11(b)から観察されるように、荷重が114Nの場合とは異なり、摩耗方向に引き延ばされてない組織であったため、黒鉛粉は金属間の保持されて、潤滑効果のある摩擦摩耗特性を示しているものと推定される。

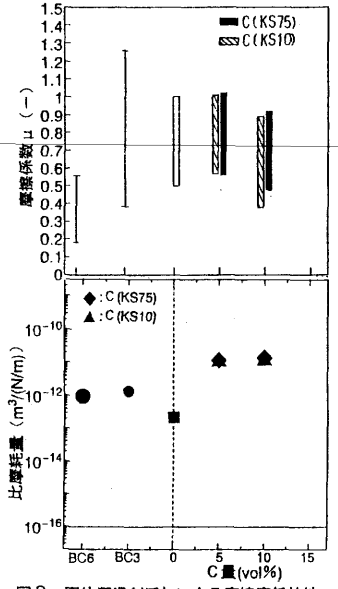


図８　固体潤滑剤添加による摩擦摩耗特性
荷重:114N（面圧:566KPa）
すべり速度0.1m/sec　走行時間20min

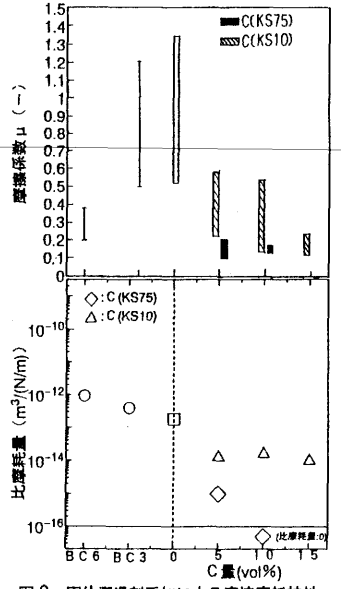
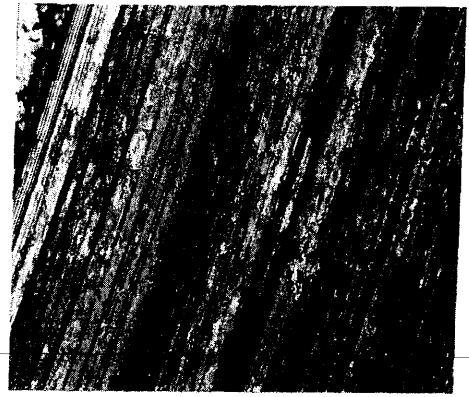


図９　固体潤滑剤添加による摩擦摩耗特性
荷重:25N（面圧:124KPa）
すべり速度0.1m/sec　走行時間80min

（ａ）荷重114N



（ｂ）荷重25N

写真11　荷重114Nおよび25Nのときの摩擦摩耗面

4．結　言

放電プラズマ焼結法を用い、Ｃｕ－Ｚｎ－Ｓｎ焼結体および固体潤滑剤である黒鉛を含有させた焼結体を種々の条件で焼結し、基本的な焼結特性、機械的特性（硬度）および摩耗特性を評価した。

（１）黒鉛を含まないＣｕ・Ｚｎ・Ｓｎ混合粉の焼結体の合金化は、焼結温度および焼結時間に対して影響され、加圧力に対しては影響が小さい。また、Ｃｕ－Ｚｎ－Ｓｎ焼結体は、合金化の程度によらず相対密度はほぼ真密度となった。

（２）Ｃｕ－Ｚｎ－Ｓｎ－Ｃ焼結体では黒鉛量の増加により、相対密度が低下し、焼結末期に加圧力を増加させると、黒鉛粉の粒径および焼結体寸法によらず、同一黒鉛量において相対密度はほぼ同程度であった。

（３）Ｃｕ－Ｚｎ－Ｓｎ－Ｃ焼結体では黒鉛量の増加により、硬度が低下し、焼結末期に加圧力を増加させると、黒鉛粉の粒径に関わらず、同一黒鉛量において硬度はほぼ同程度であった。

（４）Ｃｕ－Ｚｎ－Ｓｎ－Ｃ焼結体の摩耗特性は、試験荷重が大きいときは（114Ｎ）摩耗特性の改善はされなかったが、軽荷重のときは（24Ｎ）のときは摩擦特性が改善された。

［参考文献］

１）例えば 和森 章治ら：新版粉末冶金，技術書院（1989）

２）木吉 秀一，江口 集，林 智恵子，中村 祐三：粉末および粉末冶金，41(1994)939

３）鴇田 正雄：粉体工学会誌，30(1993)790

４）日本金属学会編：金属データブック改訂３版（1995）

［謝辞］

本研究の遂行に際して懇切なご指導を頂きました当所技術会議委員である立命館大学時實正治氏、カオス・ハイテク協同組合種岡一男氏、また原料粉末を提供して下さり懇切なご指導を頂きました福田金属箔粉工業（株）稲葉恒太氏に厚く感謝します。

配管システムにおけるバルブ周りの流れに関する研究

指導係　主査　宮川　栄一

あらまし：バルブが配管システムに組み込まれた場合，本来の性能が発揮できず，予想外の流れの変化により，配管系での損傷や期待される性能が得られない場合があるため，バタフライ弁の上流側にベンドが組み合わさった解析を行って原因を検討した。その結果，ベンド配管では，内側の流速が速く外側が遅いことが分かり，逆に圧力は内側が低く外側が高くなることが分かった。また，弁体表面の圧力分布から，弁体にかかる力と作用する位置を求めて水力トルクをほぼ定量的に計算できた。これによると，垂直側ベンドに働く力は最も小さくなるが，その位置が大きいためトルクが大きくなり，ベンド角度や設置方向などの条件によりトルクが変わることが分かった。さらに，ベンドの設置位置を検討したところ，0.5D離した場合が最もトルクが大きく，離れるに従い小さくなるものの，5D程度の距離ではベンドの影響は除去できないと分かった。また，翼型理論を応用した水力トルクの計算方法を検討した。

1．はじめに

バルブは単独で使用されることはなく，全て配管システム中に一流体機器として組み込まれ，その流れを制御するために使用されるのが本来の目的でる。しかし，ユーザーからの性能要求に対して最適な機種選定をしているにもかかわらず，本体を含め，配管系での損傷による事故や設計どおりの性能が得られないなどのクレームが多い。

これはバルブ周辺システムに起因する流れの攪乱や非定常流発生のためであり，これらの原因を解明することによって配管システムにおける最適なバルブ設置条件を検討することを目的とする。

本研究では，バルブ上流側に設置された他の流体機器や配管形状など，周辺配管システムを含めたバルブの流体解析を行うことにより，配管システムがバルブ本体に及ぼす影響を追求するため，ここではバタフライ弁弁体上流側に曲がり管（ベンド）が組み合わさった場合のモデルを使用して３次元解析を行い，ベンドによる流れの変化と操作トルクへの影響を検討したので以下に報告する。

2．バルブ流体解析システム

(1)米CONTROL DATA社	ICEM/CFD	Ver.3.1
(2)米FLUENT社	FLUENT	Ver.4.25
(3)米INTELLIGENT LIGHT社	FIELD-VIEW	Ver.3.3

3．解析結果および考察

3．1　配管システムにおける問題点

前年度までの研究においては，バタフライ弁単体に注目して，その性能の向上を図ってきた。しかし，はじめに述べたようにバルブが一流体機器としてシステムに組み込まれた場合，配管

系からくる予想外の流れの変化によって，本来の性能を発揮できない場合が多々見受けられる。

ここではバルブを取り巻く配管システムにおいて，バルブメーカーおよびユーザーの間で特に問題となっている事例を聞き取りしたところ，以下のような問題点が上がってきた。

(1) バルブの上流側にベンドを設置した場合，その設置方向により操作トルクが変化する。
(2) バタフライ弁を急速に閉めた場合，ウォータハンマーが発生し，下流側の流体機器がその衝撃圧力によって損傷を受ける。
(3) T字管が含まれる場合の流れが予想できない。
(4) 阪神淡路大震災後，飲料水用貯水槽の形状や設置方法が問題となっている。

上記(1)の場合，現場でベンドを使用する場合最も問題となるのは操作トルクであり，バルブメーカーとしては，取付方法としてバルブはベンドの前に設置するよう指導している。しかし，やむを得ず下流側に設置する場合，例えば，垂直ベンド後にバルブを設置する時，操作トルクの関係で圧力変化の大きい方向に弁軸がくるように縦置き設置することがＪＩＳでも望まれている。しかしながら，現実にはバルブの設置スペースの関係で横置き設置される場合も多い。

(2)の場合は，バタフライ弁の開閉だけでなく，逆止弁によるウォータハンマーの発生も多く，閉じた瞬間以後発生する時間的な急激な流れの変化と衝撃圧力の伝播経路を検討しなければならず，非常に複雑な問題である。従って，時間とともに流れが変化する非定常流解析を行う必要がある。

(3)の場合は三次元流体解析を行うことによって，流れを明らかにできると考えられる。

(4)の場合も同様であるが，解析する流体が飲料水のため，残留塩素濃度が基準値以下に下がらないよう，流体の滞留が起こらない形状を求めることが要求される。

本研究では，これらの問題となっているバルブ設置条件を検討の上，バルブ上流側にベンドが組み合わさった場合の三次元解析を行い，バルブ上流側の配管システムによる流れの影響を追求することとした。

具体的には，ベンドの設置方向の影響を明らかにするため，ベンドに対して縦置きした場合と横置きした場合の流れと圧力の違いを見つけるとともに，弁体表面に受ける圧力分布から操作トルクを求める計算方法について検討し，その結果をもとにベンドの設置方法の影響を検討した。さらに，配管系に重力が加わった場合の流れに及ぼす影響も併せて検討した。

3．2　ベンド配管の流体解析

解析モデルに使用したベンドは，JIS G 5527ダクタイル鋳鉄異形管でその形状を図１に示す。ベンドの曲がり角度は，９０度と４５度を用い，いずれもフランジ付きである。

3．2．1　ベンド配管中の流れ

図２に９０度ベンド配管内の速度分布を示す。速度ベクトルは，配管形状に沿って渦を発生することなくスムーズに下流側へと流れている。しかし，速度分布を見るとベンド部への流入

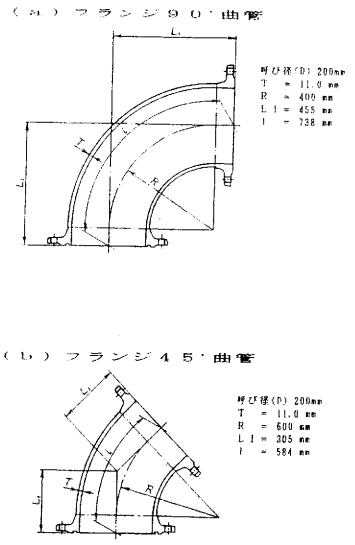


図１．JIS G 5527 ダクタイル鋳鉄異形管

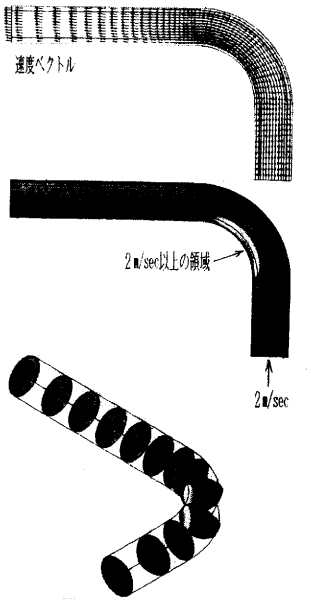


図２．配管内の速度分布

域付近から，ベンド内側の流速が速くなり，配管壁に沿って平均流速以上の領域が現れる。この速い領域は，ベンド部を通過後には逆に配管外側へと移動している。従って，ベンドの下流にバルブを設置した場合は，配管外側から速度の速い流体が流入すると考えられる。

ベンド通過後，配管の下流側から見た流れを図３に示す。配管中央面を境にして，外側管壁に当たった流れは，中央から外側に向かった２つの渦が対称的に発生している。この渦は，はるか下流域では対称が崩れ，緩やかな旋回流を形成するものと考えられる。

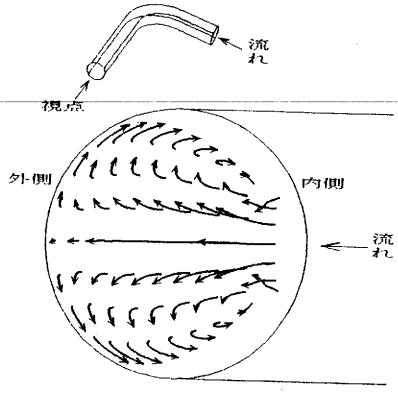


図３．下流側から見た流れ

以上の流れを，各断面ごとに示したものが図４～図６である。図４は，９０度ベンドの配管中央部分の流速分布を示したもので，ベンド部流入域付近（フランジ部）から，内側配管壁近くが急に速くなり，内側から外側に向かって直線的な速度勾配が生じている。しかし，ベンド部通過後は，外側から中央付近まで一様な速い速度分布となり，内側配管壁近くだけが遅くなっている。

図５に示す４５度ベンドの場合も，速度分布の傾向は９０度ベンドとほとんど同様である。

図６に配管中央断面の流れ方向の流速分布を示す。特にベンド内側で，ベンドを通過する領域で急激な速度変化が起こっているが，外側ではベンド部を通過する領域だけ速度が下がっている。４５度ベンドでも変化する値は異なるものの傾向はほとんど同じである。

次に，配管内の圧力分布を図７に示す。

先に示した流速分布から予想されるとおり，ベンド通過部の速度の速くなる内側で圧力の大きな低下が見られ，外側では逆に流速が遅いため圧力は高くなっている。ベンド通過後は徐々に高くはなるものの，すぐに元の圧力までは回復していない。

以上，ベンドのみの配管の三次元解析の結果，ベンドが急激な速度変化や圧力変化を引き起こすことが分かり，ベンドをバルブのすぐ上流側に設置した場合，曲がり方向に対して速度や圧力の変化がバルブへの流入条件となるため，直管に設置した場合に比べ，影響を少なからず受けると予想される。

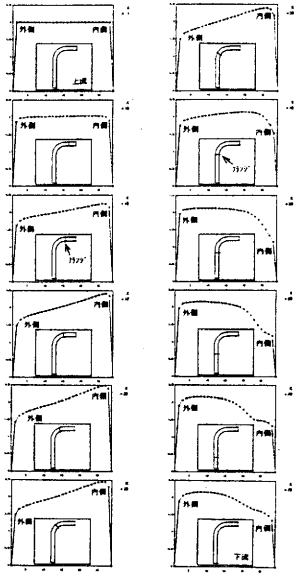


図４．９０度ベンドの流速分布（配管中央）

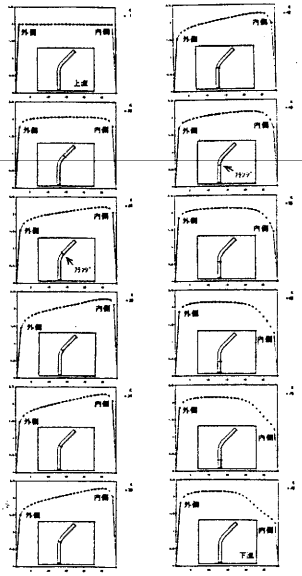


図５．４５度ベンドの流速分布（配管中央）

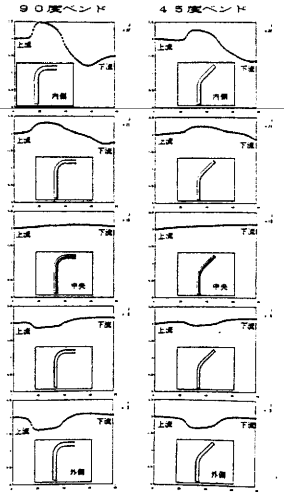


図６．流れ方向の流速分布（配管中央）

３．２．２　ベンドの下流にバタフライ弁を設置した場合の流れ

先に解析したベンドを用いて，バタフライ弁を組み込んだ場合の解析を実施した。ここでは，図８に示すJIS B 2064水道用バタフライ弁の呼び径200mmをモデルとして使用した。

解析モデルでは，実際の設置条件に合わせるため，ベンドおよびバタフライ弁のフランジの寸法も考慮した。なお弁体形状は，同心型の凸レンズ形としてモデリングした。

モデルは，ベンドをバルブ上流側に設置する配管方法によって次の４種類を作成した。

(1) 直管のみ
(2) 弁体のオリフィス側にベンドの曲がり方向があるオリフィス側ベンド
(3) 弁体のノズル側にベンドの曲がり方向があるノズル側ベンド
(4) 弁体の垂直側(弁軸方向)にベンドの曲がり方向のある垂直側ベンド

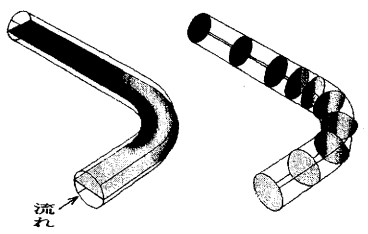


図７．配管内の圧力分布

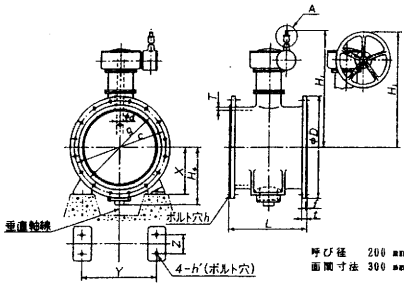


図８．JIS B 2064 水道用バタフライ弁

図９に弁体上流面，および図10に入口から出口までの配管断面の解析グリッドを示す。基本的に流れに垂直方向の配管断面部を29×29のグリッドを作成した。なお実際の流体解析計算は，このグリッド交点(ノードポイント)で行うのではなく，図に示すように，グリッドに囲まれた

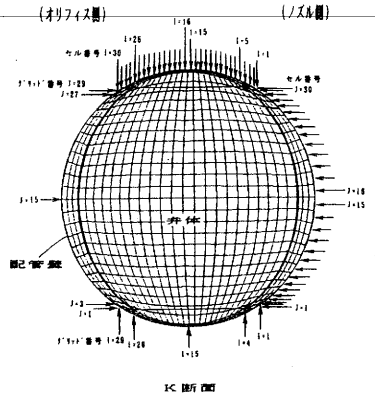


図９．グリッド番号とセル番号

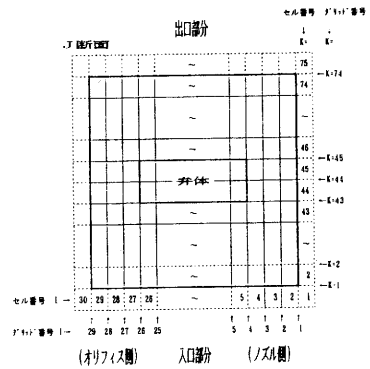


図１０．グリッド番号とセル番号

解析セルにおいて行い，得られる解析値はセルの中央における値である。

境界条件として，入口は流速2m/sec，出口は開放(出口)とした。なお，得られた結果を検討したところ，出口から解析領域への逆流が見られないため，出口を圧力境界(＝動作圧力)として計算した結果もほとんど同じ値であったため，この条件での結果は省略した。

3．2．1．1　解析結果

表１に三次元解析結果を示す。最大値および最小値は，全解析セル中での値を示す。

ベンドを設置した場合，その方向に関わらず，値に顕著な相違は認められなかったが，直管のみに比べて，速度および乱流運動エネルギーで最大値に若干高い値が得られた。また圧力では，その最小値において大きな違いが現れたが，これは全てのモデルが全く同じグリッド形状ではなく，特に弁体エッジ部分に発生する最小低圧部の位置が微妙に異なるため起こったと考えられる。弁体中央における差圧は，直管に比べ１～２割程度大きな値となった。

表１．　ＪＩＳベンド配管の解析結果

モデル名		直管のみ	ベンドのみ	ｵﾘﾌｨｽ側	ノズル側	垂直側
入口境界条件		2m/sec	2m/sec	2m/sec	2m/sec	2m/sec
出口境界条件		出口	出口	出口	出口	出口
速度の大きさ	最大値	18.890	2.494 2.306	20.600 21.021	20.559 20.595	20.561 20.600
圧力	最大値	2.935	0.560 0.314	12.378 11.131	203.984 10.784	3.197 2.629
	最小値	-434.286	-1.770 -1.089	-255.471 -260.120	-63.125 -249.726	-539.927 -479.042
弁体部中央の差圧		180.931		218.114 218.783	217.667 211.397	217.911 211.791
乱流運動ｴﾈﾙｷﾞｰ	最大値	16.005	0.062 0.059	23.389 23.210	21.848 18.976	23.071 19.532
実効粘度	最大値	21.094	2.799 2.363	22.675 22.360	22.677 21.685	22.721 21.717

※　上段：フランジ９０度ベンド，下段：フランジ４５度ベンド
※　直管は弁体上流側６Ｄ，９０度ベンドは２Ｄ，４５度ベンドは４Ｄ
※　最大値および最小値は，全解析セル中の最大値および最小値
※　弁体部中央は，表面の値
※　速度の大きさ：m/sec，圧力：KPa，乱流運動ｴﾈﾙｷﾞｰ：m^2/sec^2，実効粘度：kg/m･s

3．2．1．2　バルブ前後の流速分布

図11にJ=15の中央横断面におけるベンド部，弁体部および下流部の流速分布を示す。

ベンドの設置方向によって上流側から弁体への流入条件が異なるにもかかわらず，弁体部より下流域ではどの配管の流速分布もほとんど同じ傾向を示しており，定性的にはベンドの設置位置による大きな差異は認められない。

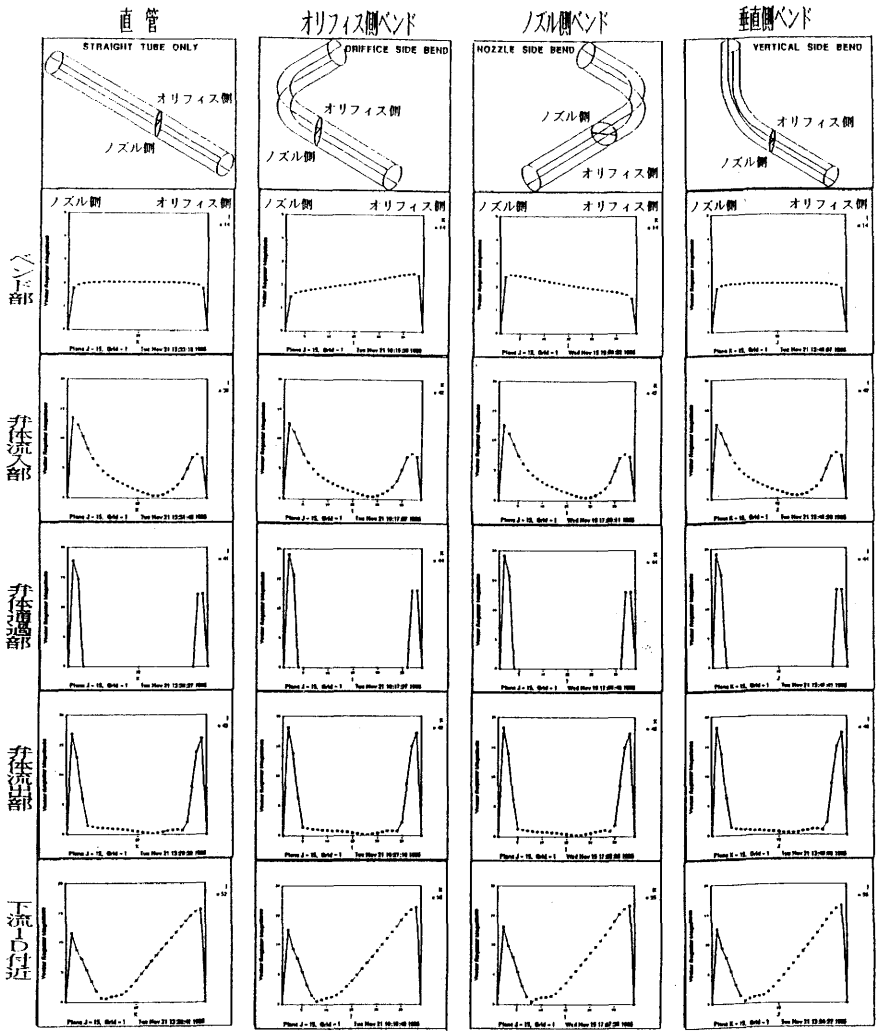


図１１．　バルブ前後の流速分布（配管中央）

3．2．1．3　弁体表面の圧力分布

図12にJ=15の中央横断面における弁体表面の水平方向の圧力分布を示す。

どのベンド配管も，弁体の上流面と下流面で大きな差圧を示しているが，その分布の仕方に大きな差異は認められない。しかし，配管と弁体との隙間の弁体通過の圧力分布を見ると，９０度ベンドにおいて，水平配管であるオリフィス側ベンドとノズル側ベンドは同じ傾向であるが，垂直側ベンドはこれらと異なり，むしろ直管のみと同じ傾向で上流面および下流面ともにノズル側エッジで最も圧力が低くなる。

４５度ベンドでは，オリフィス側ベンドのノズル側隙間では，弁体通過時の差圧はほとんど０に近く，他のベンドと異なっている。また，弁体下流面オリフィス側隙間で大きな圧力勾配を示すのが特徴的である。

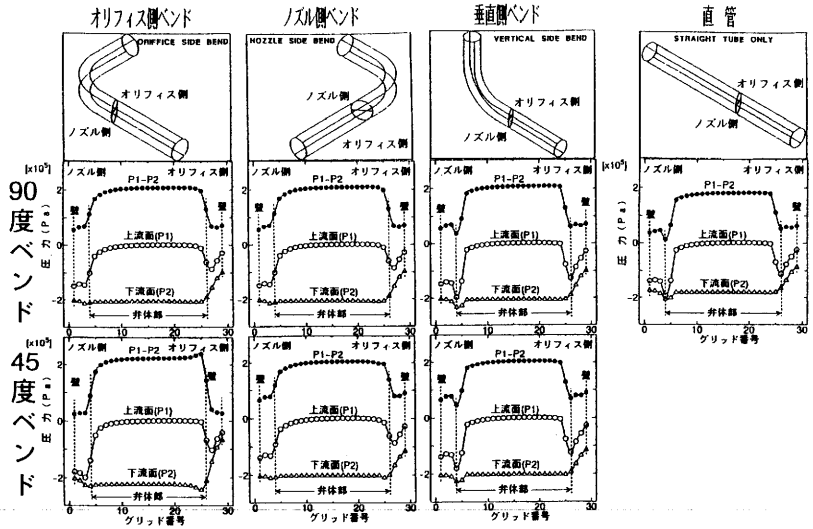


図１２．弁体表面の水平圧力分布（配管中央）

次に図13にI=15の中央縦断面における弁体表面の垂直方向の圧力分布を示す。

弁体上流面の圧力分布では，直管のみ，オリフィス側ベンドおよびノズル側ベンドでは，弁体の上下に対称に分布しているが，垂直側ベンドでは，ベンド外側方向（下端）が高く，内側（上端）が低い分布となっている。

弁体下流面の圧力分布は，上流側の影響が薄れ，どのモデルもほとんど対称的な分布であるが，詳細に拡大表示してみると，垂直側ベンドで上下非対称分布となっている。

図14に弁体上流面直前セルの圧力分布を分かり易くするため，0～2kPaの領域のコンター図を示す。

これによると，上流面では圧力の最も高い領域はどのベンド配管においてもオリフィス側に

偏っていることがよく分かる。オリフィス側ベンドとノズル側ベンドは，その中心部が弁体中央断面上に位置するが，垂直ベンドだけは，ベンド外側に当たる下方に位置している。

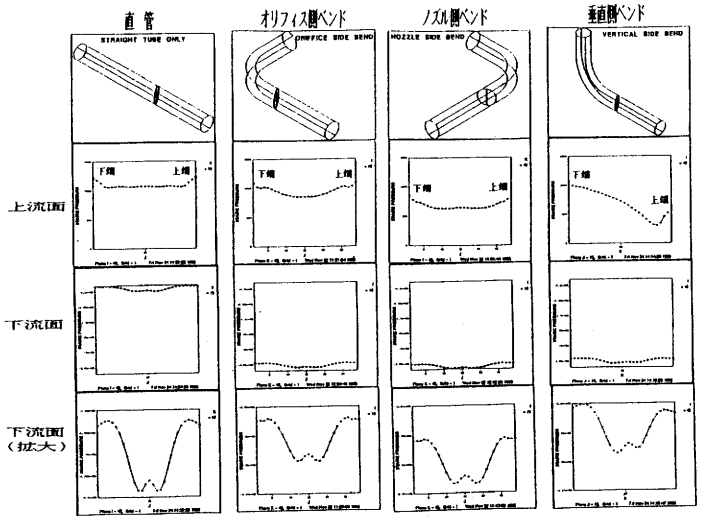


図１３．弁体表面の垂直圧力分布（配管中央）

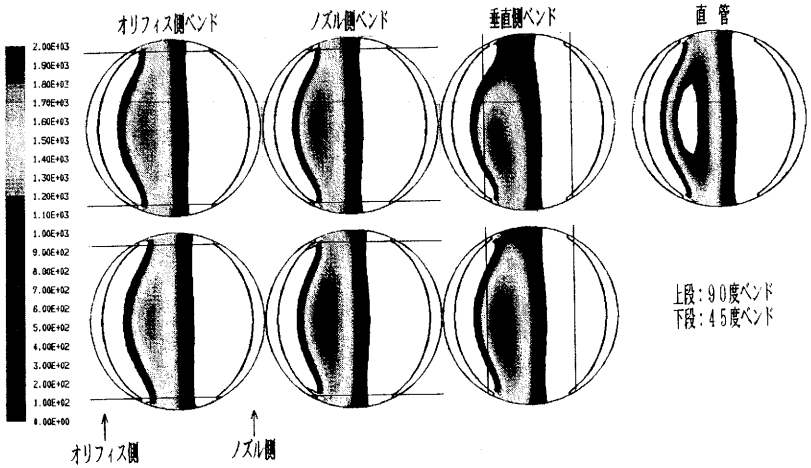


図１４．弁体上流面直前セルの圧力分布

これを数値で示したのが表2および表3である。

表2に弁体上流面直前セルの最大圧力とその位置を示す。位置は，オリフィス側端面を基準にしたもので，次式で求めた数値を示す。

$$C = \frac{\text{オリフィス側端面からの長さ}}{\text{その断面の弁体径}}$$

その位置は90度ベンドで0.28～0.31，45度ベンドで0.26～0.31と，弁体径の約4分の1付近のオリフィス寄りに位置する。表3は上流面と下流面の差圧の最大値とその位置を示している。差圧は表1に示す中央における値に比べ若干大きく特にノズル側45度ベンドでは約1割大きな値を示し，その位置は0.04～0.08といずれもオリフィス側端部に存在している。

表2．上流面直前セルの最大圧力の位置

角度＼種類	オリフィス側ベンド	ノズル側ベンド	垂直側ベンド	直管
90度ベンド	0.31	0.29	0.28	0.29
15度ベンド	0.26	0.26	0.31	

※ C：オリフィス側弁体エッジからの長さ／最大圧力を含む断面の弁体径
※ ベンドは，JIS G 5527曲管

表3．上流面と下流面の差圧最大位置

角度＼種類		オリフィス側ベンド	ノズル側ベンド	垂直側ベンド	直管
90度	差圧	227254.8	228236.5	227664.0	182272.9
	C	0.04	0.04	0.04	0.21
45度	差圧	214902.5	230222.3	214824.3	
	C	0.08	0.04	0.08	

※ C：オリフィス側弁体エッジからの長さ／最大差圧を含む断面の弁体径
※ ベンドは，JIS G 5527曲管
※ 差圧は(Pa)

3．2．1．4　弁体に働くトルクの計算

バタフライ弁の設置現場で最も重要な要素となるのが操作トルクである。これは弁軸を駆動させる減速機の選定時に必要不可欠なデータとなっている。弁体が全閉から開く時や，流速が小さい場合は軸受部の摩擦力の影響を大きく受けるが，流体がある一定以上の流速で流れている場合の操作トルクは，流れに起因する水力トルクが支配的と考えられる。しかし，差圧が非常に大きくなった場合，軸受部に作用する摩擦力も無視できない。

そこで弁体部全体にかかる三次元的圧力分布から水力トルクを計算するため，弁体上流面および下流面の圧力分布から差圧分布を求め，さらにその力の中心位置を求めてモーメント計算できないか以下に試みた。

トルクの計算方法としては，実際に水を流して操作トルクを測定する実測トルクがある。これは，流れによる差圧に起因する水力トルクと，弁軸部に作用する摩擦力などを合わせたものである。また，性能試験の結果得られる実測の流速を用い，ＪＩＳに記述された計算式から求める方法がある。

一方，解析データから計算する方法としては，第1法として，解析により解析グリッドのノードポイントの三次元座標，および，グリッドに囲まれた弁体表面の各メッシュに働く圧力分布が分かっているので，これらのデータを基に，弁体にかかる力および力の働く中心から水力トルクを計算する方法である。

第2法として，バタフライ弁の弁体形状は翼に酷似しており，翼に関する実験結果や揚力に関する理論式が求められているため，その応用により水力トルクを計算する方法である。

（1）性能試験の実測値から求める計算方法

ＪＩＳ Ｂ ２０６４水道用バタフライ弁において，性能試験実験値から求める計算方法が記述されている。

ＪＩＳでは，バタフライ弁の操作トルクは，バルブ開閉途中に作用する4つのトルクの組み合わせとして，次の計算で求めている。弁棒にかかる各トルクT_d，T_b，T_sおよびT_hは，バルブの開度またはバルブの開閉方向によりその値が異なるので，次のいずれかで計算される。

$T = T_b + T_s + T_h$　（全閉時）　式(1)

$T_u = T_b + T_d$　（中間開度時の開方向）　式(2)

$T_c = T_b - T_d$　（中間開度時の閉方向）　式(3)

(a)水力トルク(T_d)

これは，バルブの全開全閉位置では作用せず，中間開度で大となり，バルブを閉じる方向に作用する。

$T_d = Ct \cdot D_d^3 \cdot \Delta P$　(N·m {kgf·m})　式(4)

ただし，バルブ前後の差圧ΔＰは次式で求め，バルブの各開度における水力トルク係数Ctおよび損失係数ζ_vは表4に示す値を採用しているが，水力トルク係数は，弁体形状やメーカーによって異なった値を使用しており，それぞれ実験によって求められている。

$$\Delta P = \zeta_v \frac{\rho V^2}{2} \quad (Pa)$$　式(5)

または

$$\Delta P = \zeta_v \frac{\gamma V^2}{2g} \quad (kgf/m^2)$$　式(6)

ここに，C_t：水力トルク係数　　D_d：弁体の直径(m)

ΔP：バルブ前後の差圧(Pa {kgf/m²})

ζ_v：バルブの損失係数

V　：管内平均流速(m/s)

g　：重力の加速度(9.8m/s²)

ρ　：水の単位体積当たりの質量(1000kg/m³)

γ　：水の単位体積当たりの重量(1000kgf/m³)

(b)摩擦トルク(T_b)

$$T_b = \frac{\pi}{4} \cdot D_d^3 \cdot \Delta P \cdot \frac{d}{2} \cdot \mu_b$$

$$= 0.118 \cdot D_d^3 \cdot \Delta P \cdot d \quad (N·m \{kgf·m\})$$　式(7)

ここに，d　：弁棒の直径(m)

μ_b：弁軸受，ｸﾞﾗﾝﾄﾞﾊﾟｯｷﾝなどの総合摩擦係数

(c)シーティングトルク(T_s)

$$T_s = P_s \cdot \pi \cdot D_d \cdot b \cdot \frac{D_d}{2} \cdot 0.64 \cdot \mu_s$$

$$= 0.603 \cdot P_s \cdot b \cdot D_d^2 \qquad (N\cdot m\ \{kgf\cdot m\}) \qquad 式(8)$$

または

$$T_s = C_s \cdot D_d^2 \qquad (N\cdot m\ \{kgf\cdot m\}) \qquad 式(9)$$

ここに，P_s：弁座接触圧力(Pa {kgf/m²})

b ：弁座接触幅(m)

μ_s：弁座摩擦係数(金属とゴム)

C_s：シーティングトルク係数($C_s = 0.603 P_s \cdot b$)

(d)静水的トルク(T_h)

$$T_h = \rho g I_x = 481 D_d^4 \qquad (N\cdot m) \qquad 式(10)$$

または

$$T_h = \gamma I_x = 49 D_d^4 \qquad \{kgf\cdot m\} \qquad 式(11)$$

ここに，I_x：円板の慣性モーメント(m⁴)

表4．各開口度における水力トルク係数と損失係数

開度	5°	10°	20°	30°	40°	50°	60°	70°	80°	85°	90°
Ct	0.001	0.002	0.006	0.013	0.029	0.053	0.097	0.192	0.282	0.173	0
ζv	1599	399	99	43.4	17.9	6.72	2.56	0.984	0.417	0.321	0.291

※ Ct：水力トルク係数
ζv：バルブの損失係数

(2) 圧力分布から力を求める計算方法

弁体表面の解析メッシュは縦29×横23のグリッドに分割されており，そのグリッドに囲まれた解析セルは縦28×横22である。解析で求めた圧力はこのセルの中心における値であり，1断面につき616個のデータを持っており，合計2464個の圧力データを用いて計算を実施した。

まずここでは，弁体の上流面および下流面について，弁体表面での圧力p_{ju}，p_{jl}を求めるため，弁体表面を挟む2断面のセルにおける圧力からその平均値を次式によって求めた。

$$p_{ju} = (p_{jk} + p_{jk+1}) / 2 \qquad 式(12)$$

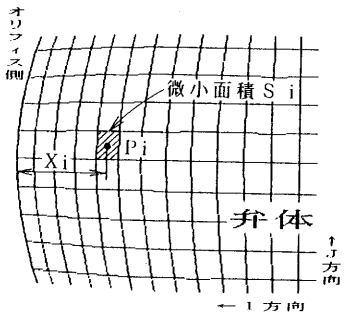
次に，k断面のあるセルにおける差圧p_jを対応する上流面と下流面のセルの値の差として，次式によって求めた。

$$P_j = p_{ju} - p_{jl} \qquad 式(13)$$

そこで，図15に示すようにあるj断面の微小面積s_iのセルに均等に差圧p_iが働いているとすると，そのセルにおける力f_iは次式で得られる。

$$f_i = p_i \times s_i \qquad 式(14)$$

オリフィス側端面を基準とし，セルの中心までのi軸方向の距離をx_iとすると，あるj断面のセルにおける力の中心x_{cj}は次式で求めることができる。



$F_i = P_i \times S_i$

$F_j = \sum_{i=5}^{i=26} (F_i)$

図15．力から計算する方法

$$x_{cj} = \frac{\sum_{i=5}^{i=26} f_i \times x_i}{\sum_{i=5}^{i=26} f_i} \qquad 式(15)$$

これを全j断面（j=2～29）における弁軸から中心x_cまでの距離を求めるには，j断面における弁体径をc_jとすると次式となる。

$$x_c = \frac{\sum_{j=2}^{j=29} ((c_j/2) - x_{cj})}{n} \qquad 式(16)$$

モーメントとしての力fは，全j断面の力の総和であるから次式となる。

$$f = \sum_{j=2}^{j=29} f_j \qquad 式(17)$$

従って，トルクである回転モーメントMは，次式で求めることができる。

$$M = f \times x_c \qquad 式(18)$$

(3) 翼形理論を応用した計算方法

翼形理論の中では，翼に受ける回転モーメントは風圧中心の回りに働く。この風圧中心の位置は，図16に示すように翼弦長Cに対する前縁からの長さの比をC.P.で表し，次式によって求めている。

$$C.P. = \frac{l}{C} \qquad 式(19)$$

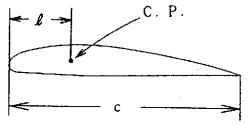


図16．風圧中心の位置

図17に基づいて回転モーメントを求めると，風圧中心Pの回りに働くモーメントMは，迎角αが小さい場合，次式で表すことができる。

$$M = -R \times k \fallingdotseq -L \times k \qquad 式(20)$$

翼形の場合，理論と多くの実験から，ほとんどの翼形の空力中心は0．25Cの極く近くにあることが分かっているため，k＝(C.P.－0．25)Cとなり，空力中心の回りのモーメント係数をC_{mac}とすると次式で求めることができる。

$$C.P. = 0.25 - \frac{C_{mac}}{C_L} \qquad 式(21)$$

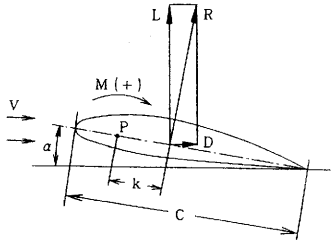


図17．空力モーメント

解析したバタフライ弁モデルにおいては，翼形理論における変形楕円翼が対称形になったものであり，流れ方向に対する迎角が60度で，弁体表面で剥離が起こらないと仮定した場合のみ，次の手順で回転モーメントを求められると考えられる。

まず，弁体表面の各スライス断面(j= 2～28,壁に相当するグリッドは考慮しない)の揚力L_jを求める。つまり，L_jは各グリッド上の差圧とグリッド間の長さの積による面積として計算す

ることができる。

あるjグリッド面の断面iにおける上流面の圧力をP1$_i$，下流面の圧力をP2$_i$とすると，差圧は次式となる。

$$P_i = P1_i - P2_i \qquad 式(22)$$

従って，図18に示すようにj面における揚力L$_j$は次式で近似できる。

$$L_j = \sum_{i=4}^{i=25} ((P_i + P_{i+1}) \times d_i) / 2 \qquad 式(23)$$

弁体全体の総揚力をL$_T$とすると次式となる。

$$L_T = \sum_{j=2}^{j=28} L_j \qquad 式(24)$$

各j断面における水力中心Cp$_j$は式(21)により次式となる。

$$C_{pj} = 0.25 - \frac{C_{mac}}{C_{Lj}} \qquad 式(25)$$

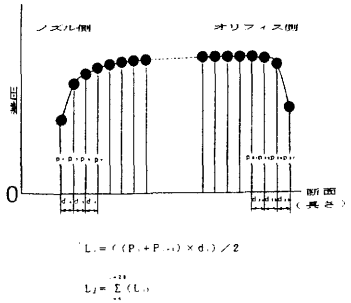


図18．揚力から計算する方法

ここで，式(23)で示したL$_j$は2次元として考えているから，c$_j$をj断面における弁体径とすると，

$$L_j = \frac{1}{2} \rho V^2 \times C_{Lj} \times c_j \qquad 式(26)$$

であり，密度を1000kg/m^3，平均速度を2m/secとするとC$_{Lj}$は次式で求められる。

$$C_{Lj} = \frac{L_j}{(1/2) \times \rho V^2 \times c_j} = \frac{L_j}{0.5 \times 1000 \times 2^2 \times c_j} = \frac{L_j}{200 \times c_j} \qquad 式(27)$$

ここで，弁体全体の水力中心を，各スライス断面の水力中心の単純平均値として求めるなら，nをスライス断面数(n＝27)とすると，全体の水力中心C$_{pT}$は次式となる。

$$C_{pT} = \left(\sum_{j=2}^{j=28} ((c_j/2) - C_{pj}) \right) / n \qquad 式(28)$$

以上により求めた弁体全体にかかる総揚力と水力中心までの距離から回転モーメントを求めると次式が得られる。

$$M = -L_T \times C_{pT} \qquad 式(29)$$

しかし，この中で用いたモーメント係数C$_{mac}$は，実験により求めたその形状固有の一定の値であり，バタフライ弁のような対称的なレンズ形の値が求められていないため計算することができない。

そこで，ここでは弁体部の差圧分布から揚力の重心を求め，これを水力中心としてトルク計算する。

まず作用する中心位置を求めるため，弁体の各断面における差圧分布曲線を，解析グリッドに従って微小領域に分割する。領域間隔が非常に小さいためこの領域を台形に近似させ，その面積をその微小領域に受ける揚力とし，微小領域ごとの中心位置を求める。

二次元形状における重心は，図心に一致するため面積をAとすると，

$$x_c = \frac{1}{A} \int x \, dA \qquad 式(30)$$

$$y_c = \frac{1}{A} \int y \, dA \qquad 式(31)$$

で表すことができる。ここでは差圧分布曲線によってできる面積を微小の台形に近似させて求めると，微小台形の重心位置は，上底をP$_1$，下底をP$_2$，高さをdとすると次式により求められる。

$$x = \frac{d(P_1 + 2P_2)}{3(P_1 + P_2)} \qquad 式(32)$$

$$y = \frac{P_1^2 + P_1 P_2 + P_2^2}{3(P_1 + P_2)} \qquad 式(33)$$

揚力は微小台形の面積となるため，さきに示した式(23)によりL$_i$を求めることができる。ただし，ディメンジョンを力[N]に合わせるために，グリッド間の距離d$_i$を代表長さとしてのj断面における弁体径c$_i$で割り，その揚力がかかると考えられる微小面積s$_i$を掛けると式(23)は次式のように置き換えることができる。

$$L_j = \sum_{i=4}^{i=25} \frac{(P_i + P_{i+1}) \times (d_i / c_i) \times s_i}{2} \qquad 式(34)$$

次にこの総揚力のかかる中心位置を求めるには，ある基準点(弁体オリフィス側端を用いる)からその微小領域の重心までのx方向の距離をx$_i$とすると，あるj面におけるモーメントの中心Xcp$_j$は次式で求められる。

$$Xcp_j = \frac{\sum_{i=4}^{i=25} (L_i \times x_i)}{\sum_{i=4}^{i=25} L_i} \qquad 式(35)$$

全てのj面においてこれらの値を求めることにより，全体の揚力合計L$_T$および弁軸から中心位置までの距離Xcpを次式により求める。断面数をnとすると

$$L_T = \sum_{j=2}^{j=28} L_j \qquad 式(36)$$

$$Xcp = \frac{\sum_{j=2}^{j=28} ((c_j/2) - Xcp_j)}{n} \qquad 式(37)$$

従って，揚力中心に働くモーメントは，次式で求めることができる。

$$M = L_T \times Xcp \qquad 式(38)$$

(4) 計算で求めたトルク値の検討と評価

以上に述べた翼型理論によるトルク計算は，流れに対する迎え角度αが極めて小さい場合に適用できるという前提条件がついている。つまり，翼の回りに剥離現象が起こらない（渦が発生しない）ことであり，翼型の場合αが大きくなり過ぎると失速状態となり，翼型理論が成り立たなくなる。

このため，αが90度に近い低開度のバタフライ弁への適用は困難と考えられるが，αが0度

に近い全開付近では，翼の条件に近づくため適用できるのではないかと考えられる。そのためには，高開度におけるバタフライ弁モデルの解析結果による検討が必要であり，トルク計算において今後大いに期待が持てる理論といえる。

ここでは，第１法である圧力から弁体にかかる力を求めてトルクを計算した結果について以下に検討した。

図19～22にｊ断面における力の中心位置ｘ$_c$と力ｆの分布を示す。

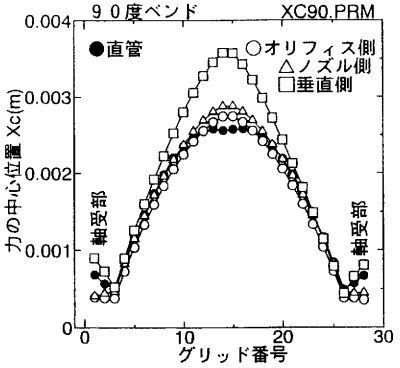


図１９．力の中心位置の分布

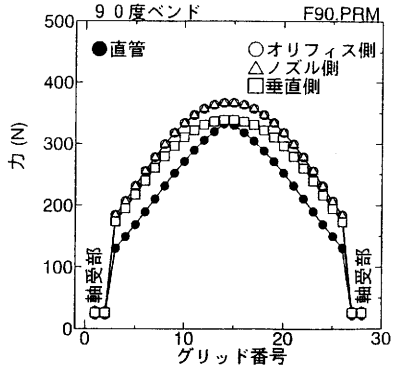


図２０．力の分布

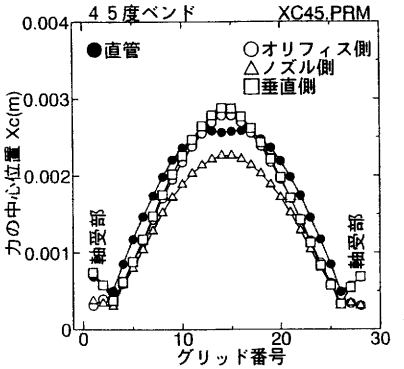


図２１．力の中心位置の分布

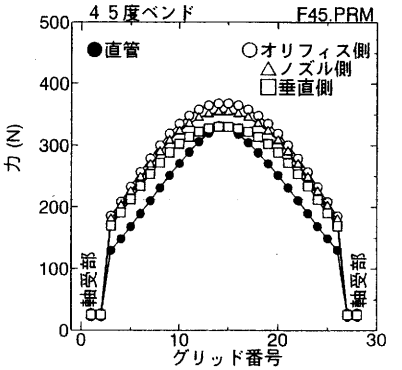


図２２．力の分布

ｘ$_c$およびｆは，どのモデルにおいても弁軸からオリフィス側に向かって三日月状に山形分布をしている。しかし，ｘ$_c$の分布は最大で0.002～0.0035mm付近であり，弁体径0.2mに比べて1%程度と非常に小さな値となっており，ほとんど弁軸付近に接近している。従ってトルクを計算する上で，力の働く中心位置を求めることが非常に重要な意味を持っていると考えられる。また，分布の大きさは，90度ベンドと45度ベンドではその傾向が異なっている。つまり，90度ベンドでは，垂直側ベンドが際だって大きな値を示しており，ノズル側およびオリフィス側ベンドは直管とほぼ同じである。しかし45度ベンドでは，ノズル側ベンドだけが、直管や他のベンド度に比べ小さくなる傾向を示し，オリフィス側とノズル側ベンドは中央部分だけが直管より大きい傾向を示している。一方，ｆの分布では，90度と45度ベンドのいずれも直管より大きく，特にオリフィス側とノズル側ベンドの値が大きい。垂直ベンドは、値は大きいけれども、中央部分で直管程度に小さくなる傾向を示している。

次に，式(18)により求めたトルクの計算結果を評価するために，実験より求めた結果と比較したものを表５に，口径別に詳細を示したものを表６に示す。

これは，直管のみで口径150mm，200mmおよび300mmの場合の実際に水を流して測定した実測トルク，解析から求めたトルクおよび性能試験のデータを使用するＪＩＳの計算方法によるトルクの値である。実測トルクは，バルブメーカーにおいて測定されたデータであるが，解析モデルと同じ同心型形状ではなく，参考値として記載した。つまり，産業用弁体の実測トルクは，水力トルクに加え軸受部の摩擦力を含めた総合的な弁軸操作トルクであり，水道用弁体は偏心しているため，オリフィス側とノズル側の弁体通過面積が異なっている。このためこれらのデータとの単純比較は困難である。従って，経験に基づく実験式であるＪＩＳの計算結果と比較検討することとした。両データは，オーダーとともに値もほとんど一致するという定量的な結果を示している。つまり，ＪＩＳ法による口径の違いは差圧と弁体径の３乗に比例するという考えが，解析結果による計算の力と力の働く中心位置の積にも反映されていることを示すものである。

表５．実測トルクと解析から求めたトルク

直管のみの場合

口径	弁体種類	実測トルク [kgf・m]	解析から求めたトルク [kgf・m]	ＪＩＳの計算法によるトルク [kgf・m]
１５０	産業用	０．８	０．４２１	０．３８９
２００	産業用	１．９	１．００１	０．９２１
３００	産業用	７．０	３．３８１	３．１０９
	水道用	１．３９ ①		
	水道用	１．５３ ②		

※弁体の種類および条件
産業用：同心Ｓ型，差圧=2kgf/cm2
水道用：偏心型，①流速=1.981m/s，差圧=9.003mAq，ζ=44.96，Ct=0.005726
水道用：偏心型，②流速=1.979m/s，差圧=8.939mAq，ζ=44.74，Ct=0.006335
解析用：同心型，流速=2m/s
ＪＩＳ：流速=2m/s，ζ=43.4，Ct=0.013

表６．口径別トルクの比較

直管のみの場合

口径	力 f [Ｎ]	力の中心 Xc [ｍ]	トルク f×Xc [N・m]	トルク f×Xc [kgf・m]
１５０	3250.63	0.0012694	4.126	0.421
２００	5785.61	0.0016960	9.812	1.001
３００	13005.76	0.0025491	33.154	3.381

表７．ベンドのトルク計算結果

口径２００ｍｍ

ベンド種類		力 f [Ｎ]	力の中心 Xc [ｍ]	トルク f×Xc [N・m]	トルク f×Xc [kgf・m]
直管のみ		5785.61	0.0016960	9.81	1.001
９０度ベンド	オリフィス側	7200.60	0.0016005	11.52	1.175
	ノズル側	7190.24	0.0017127	12.31	1.256
	垂直側	6706.13	0.0020185	13.54	1.380
４５度ベンド	オリフィス側	7235.01	0.0015248	11.03	1.125
	ノズル側	6974.75	0.0013215	9.22	0.940
	垂直側	6543.78	0.0016020	10.48	1.118

そこで，今まで実施してきたベンドの解析結果を用い，水力トルクを計算して求めたものが表７である。

ベンドを上流側に設置した場合は，直管に比べて弁体に働く力ｆは，分布図で明らかなようにいずれも大きくなっている。特にオリフィス側ベンドの場合のｆが最も大きくなっており，垂直側ベンドで最も小さな値となってい

る。しかし一方で力の中心位置X，は，90度ベンドでは特に垂直側ベンドで非常に大きくなっているが，45度ベンドではいずれも小さくなっている。また，これらの値の積であるトルクは，90度ベンドで直管に比べかなり大きな値を示し，特に垂直側ベンドで大きくなっている。45度ベンドではいずれもX，が小さくなるため，90度ベンドに比べトルクも小さくなっている。

ＪＩＳでは垂直側ベンドを推奨しているが，30度の開度では３種類のベンド配管中では，弁体に働く力は最も小さいが，その位置が大きいためトルクが大きくなり，条件によってトルクが変わるのではないかと考えられる。

３．２．１．５　ベンド設置位置によるトルクへの影響

バルブにベンドを設置した場合，その設置距離による影響を把握するために，図23に示すように45度で最もトルクの大きいオリフィス側ベンドを用いた６モデルを作成して解析し，その結果を比較した。

まず，図24に弁体上流面直前セルの圧力分布を示す。圧力の高い中心位置はどの距離においてもほとんど変わらず，弁体のオリフィス側半分の中央付近に現れている。しかし，その値は設置距離が短いほど大きな値を示し，特に１Ｄの位置での値が最大となっている。

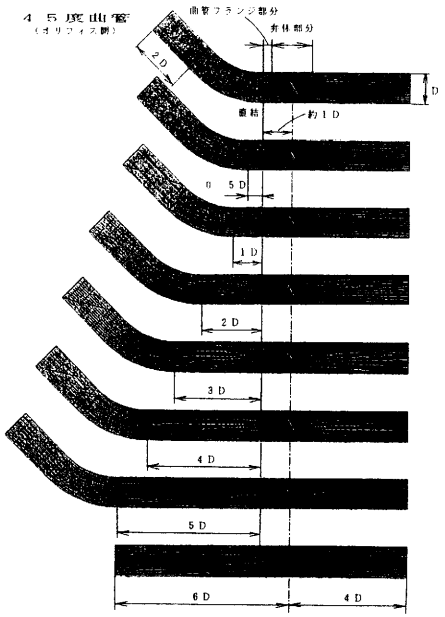


図２３．ベンド位置を変えたモデル

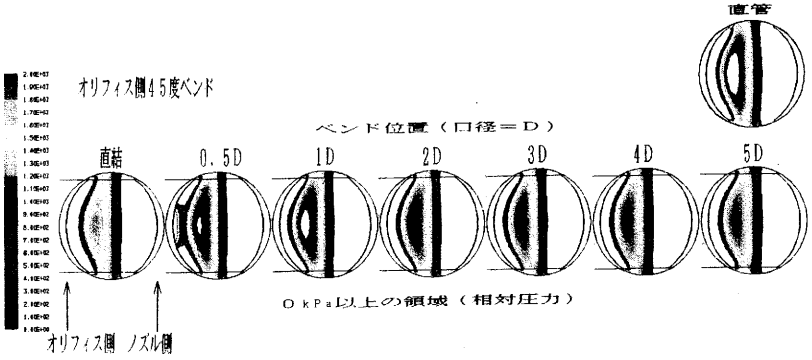


図２４．弁体上流面直前セルの圧力分布

表８に弁体の代表的な場所における圧力および差圧を示す。

ベンドの設置位置を弁体から遠くに離すに従って，上流面中央部の圧力が僅かずつ下がることを示しているが，差圧はほとんど変わっていない。

表８．設置位置の異なるＪＩＳベンドの圧力解析結果

（ＪＩＳＧ５５２７ベンド、口径：２００mm、ベンドのR＝６００mm）

モデル名			直管のみ	オリフィス側４５度ベンドの設置位置（弁体上流距離：nD）						
				0D	0．5D	1D	2D	3D	4D	5D
中央プライス番号			J－15	J－15	J－15	J－15	J－15	J－15	J－15	J－15
圧力	上流面	オリフィス端部	K-4 112.181	I-26 -67.152	I-26 -73.873	I-26 -66.167	I-26 -65.380	I-26 -65.805	I-26 -67.164	I-26 -63.919
		中央部	K-15 1.108	I-15 0.935	I-15 0.939	I-15 0.951	I-15 0.890	I-15 0.864	I-15 0.834	I-15 0.813
		ノズル端部	K-26 193.559	I-4 140.518	I-4 153.627	I-4 -143.304	I-4 -142.686	I-4 144.059	I-4 -148.668	I-4 -138.732
	下流面	オリフィス端部	164.936	210.371	217.276	208.180	208.671	209.145	208.036	207.805
		中央部	179.635	222.125	228.275	222.178	221.913	222.348	222.543	221.213
		ノズル端部	205.836	229.508	234.677	229.498	229.233	229.641	229.683	228.637
	差	オリフィス端部	52.755	143.219	143.403	143.013	143.291	143.340	140.872	143.886
		中央部	180.743	223.060	229.214	223.129	222.803	223.212	223.377	222.026
		ノズル端部	12.277	88.990	81.050	86.194	86.547	85.582	81.015	89.905

※　直管は弁体上流側５D
※　入口境界条件：2m/sec、出口境界条件：出口
※　弁体部圧力は，上流面および下流面表面部グリッド上の値
※　圧力：kPa

表９に弁体表面全体における最大圧力および最大差圧の値とその位置を示す。

最大圧力の位置は，ほとんどC=0.26にあるが，最大差圧を示すのはC=0.04のオリフィス側端面となっており，弁体オリフィス側を通過したところで最も圧力低下が起こっていることを示している。

表９．　最大圧力と最大差圧の位置

角度＼距離	0D	0．5D	1D	2D	3D	4D	5D	直管
上流面セルの最大圧力(Pa)	I-20,J-15 2035.3	I-20,J-15 2027.6	I-20,J-15 2046.1	I-20,J-15 1858.5	I-20,J-15 1929.8	I-19,J-15 1883.0	I-20,J-15 1843.9	K-11,J-15 2048.1
C	0．26	0．26	0．26	0．26	0．26	0．30	0．26	0．30
最大差圧(Pa)	I-25,J-15 239577.0	I-25,J-15 250098.5	I-25,J-15 236608.0	I-25,J-15 234981.1	I-25,J-14 235141.4	I-25,J-15 233743.6	I-25,J-15 231768.5	K-9,J-18 182272.9
C	0．04	0．04	0．04	0．04	0．04	0．04	0．04	0．21

※　C＝オリフィス側弁体エッジからの長さ／最大圧力または差圧を含む断面の弁体径
※　ベンドは，JIS G 5527曲管（オリフィス45度ベンド）
※　Dは配管径

次に図25および図26に，力の中心位置ｘ，および力ｆの分布を示す。いずれも先に述べた種々のベンドの場合と同じで三日月状の山形分布を形成している。

ｘ，はいずれも中央付近で差が現れており，力の中心位置は0.5Dまでが長く，距離が離れるに従って弁軸に近づく傾向を示している。一方，ｆの分布はｘ，とは逆となり，距離が離れる程中心部の値が大きくなって集中する傾向を示している。

表10に示すトルクでは，0.5Dが最も大きな値を示しており，離れるに従ってトルクも小さくなる傾向を示している。しかし，大きな低下は認められず，口径の５倍程度ベンドを離したくらいでは，直管の場合の9.81N·mに近づかず，ベンドに起因する弁体への圧力の影響はほとんど解消されないことが分かった。

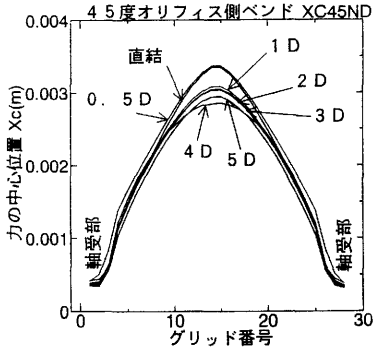


図２５．力の中心位置の分布

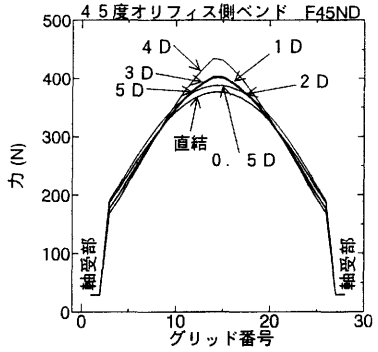


図２６．力の分布

表１０．ベンド設置位置によるトルクの比較

オリフィス側４５度ベンド

距離	力 f [N]	力の中心 Xc [m]	トルク f×Xc [N・m]	[kgf・m]
直結	7367.86	0.0019928	14.68	1.497
0．5D	7586.11	0.0020904	15.86	1.617
1D	7462.70	0.0019181	14.31	1.460
2D	7448.29	0.0018853	14.04	1.432
3D	7459.15	0.0018975	14.15	1.443
4D	7578.54	0.0018735	14.20	1.448
5D	7417.19	0.0018079	13.41	1.367

表１１．重力のかかったベンドの解析結果

モデル名		JIS G5527 ９０度ベンドのみ		
入口境界条件		200kPa		
出口境界条件		出口		
X方向重力		0G	1G	10G
速度の大きさ	最大値	22.8366	22.8364	22.8460
U方向	最大値	22.0328	22.0326	22.0422
	最小値	-2.14468	-2.14449	-2.14620
V方向	最大値	2.34586	2.34570	2.34756
	最小値	-2.33440	-2.33424	-2.33600
W方向	最大値	0.0375134	0.0375126	0.0375442
	最小値	-21.0027	-21.0028	-21.0074
圧力	最大値	89.8977	89.8984	89.8498
	最小値	-92.0737	-92.0708	-92.2513
	差	-181.9714	-181.9692	-182.1011
乱流運動ｴﾈﾙｷﾞｰ	最大値	6.31336	6.37805	6.38576
実効粘度	最大値	24.9045	24.9059	24.9325

速度の大きさ:m/sec,圧力:kPa,乱流運動ｴﾈﾙｷﾞｰ:m²/sec² 実効粘度:kg/m・s

３．２．２　重力のかかったベンドの解析

バルブのない９０度ベンドのみの配管モデルを使用し，入口に200kPaの圧力がかかっているという条件で，入口から流れ方向（Ｘ方向）に対して重力が0G，1G，10Gかかった場合の解析を実施して，重力による流れへの影響を検討した。解析結果を表11に示す。

それぞれの解析値に差は認められるものの顕著なものでなく，僅かに10Gかけた場合に多少の変化が見られた程度であり，重力の影響はほとんどないことが分かった。

４．今後の課題

(1) 水力トルクを実測トルクとして求めるための理想的な状態，つまり，軸受部に全く摩擦が生じない弁体での実験は不可能であり，現段階ではＪＩＳ法との比較により評価するしかないが，同じ形状の実測トルクからそれに含まれる要因を検討しながら評価していくことも重要と考えられ，大手メーカーも含めて実測データの収集が必要である。

(2) 翼型理論による揚力からの計算方法がバルブのトルク計算に適用できるかどうかについて，高開度におけるバルブの解析結果を求めて評価することが必要である。

(3) 実際の配管システムにおいては，本研究で実施したベンドだけでなく，流体を吐出するポンプ類，種々の異形管やバルブの組み合わせによるもので，流れは予測できない複雑さで流れていると考えられる。従って，個々の流体機器による流れの影響については本研究のような方法で求めることが可能であるが，総合的な流れを解析するには不十分である。

５．まとめ

（ベンドの流れ）

(1) ベンド配管中の流れは，速度分布を見ると，ベンド部への流入付近からベンド内側の流速が速くなり，ベンド通過後，速い領域は逆に配管外側へと移動する。特に内側での速度変化が大きい。

(2) ベンド通過後は，中央断面を境にして，中央から外側に向かった２つの渦が対称的に発生している

(3) ベンド通過部の圧力分布は，速度の速くなる内側で大きな低下が見られ，外側では逆に圧力は高くなっている。下流側では，すぐには回復しない。

（バルブへの影響）

(1) ベンドの下流にバタフライを設置した場合は，解析値に顕著な相違は認められなかったが，速度や差圧は，直管に比べ１～２割大きな値となった。

(2) 弁体上流面の圧力の高い領域はオリフィス側に偏っており，オリフィス側端面から0.26～0.31の位置にその中心部が位置する。

(3) 垂直ベンドの圧力分布は，ベンド外側方向（下端）が高く，内側方向（上端）が低い分布となっている。

（トルク計算）

(1) 弁体に働く水力トルクの計算方法として，弁体表面の圧力分布から力と力の働く中心位置を求めることによってトルクが計算できることが分かった。

(2) ＪＩＳ法による計算結果と解析による計算結果の両データはオーダーとともに値もほとんど一致するという定量的な結果が得られた。

(3) 翼形理論は流れに対する迎角が小さいことが前提条件であるため，今回の30度の弁体（迎角60度）への適用は困難であり，高開度のモデルについて期待できると考えられる。

(4) 力の中心位置は，弁軸から三日月状に山形分布しているが，その距離は弁体径に対して約１％と極めて短く，その位置を求めることに重要な意味があると考えられる。

(設置位置の影響)

(1) 垂直ベンドに働く力は最も小さくなるが，働く位置が大きいためトルクが大きくなり，ベンド角度や設置方向などの条件によりトルクが変わることが分かった。

(2) ベンドの設置位置による影響は，0.5D付近でトルクが最も大きくなり，距離が離れるに従い小さくなるものの，5D程度ではベンドの影響は除去できないと分かった。

(重力の影響)

(1) ベンドに重力加速度が加わった解析では，差は認められるものの，顕著な影響は結果には見られなかった。

最後に，この研究の遂行にあたり，滋賀県立短期大学工業部の武隆教助教授から，随所に有益なご教示を賜りました。また配管システムの実際現場での使用法や設置方法について，彦根バルブ産地の企業の技術者の方から多くの情報提供やアドバイスをいただきました。併せて皆様に感謝します。

参考文献

(1)内藤子生　　:飛行力学の実際，日本航空技術協会
(2)日本機械学会:機械工学便覧
(3)木村彰男　　:数値流体解析によるﾊﾞﾀﾌﾗｲ弁水力ﾄﾙｸ特性の検討，ﾊﾞﾙﾌﾞ技報通巻第30号
(4)JIS B 2064　:水道用ﾊﾞﾀﾌﾗｲ弁
(5)JIS G 5527　:ﾀﾞｸﾀｲﾙ鋳鉄異形管
(6)C.J.Freitas :Perspective:Selected Benchmarks From Commercial CFD Codes, Transaction of the ASME
(7)宮川栄一　　:CAEによる低ｷｬﾋﾞﾃｰｼｮﾝﾊﾞﾙﾌﾞの開発研究(5),平成6年度業務報告書

ＡＣサーボモータ駆動によるバタフライ弁の制御

試験研究係　主査　酒井　一昭

＜あらまし＞

産業界におけるｺﾝﾋﾟｭｰﾀ化への流れは、ﾊﾞﾙﾌﾞ業界に於いても例外なく波及しており、制御用ﾊﾞﾙﾌﾞの担う役割は益々大きくなってきている。

本研究は、普及が拡大してきたﾊﾞﾀﾌﾗｲ弁に、最近、性能面で注目されている小型・軽量ﾀｲﾌﾟのACｻｰﾎﾞﾓｰﾀを連結させ、これを試作ｺﾝﾄﾛｰﾗおよび制御ｿﾌﾄを使ってﾊﾞﾙﾌﾞの定流量制御を行った内容である。また、その状況を実流ﾌﾟﾗﾝﾄにより調べたところ、市販の調節弁の場合と同様に良好な制御(定格流量0.6m³/minとした場合には、これに対して制御精度±5%以内)ができたことを示した。

1　目　的

産業界におけるコンピュータ化への流れは、バルブ業界においても例外なく波及しており、流体仕様の多様化・精致化などのため、配管内の流れを精密に制御しなければならない場合、また振動・騒音、あるいは温度変化の伴う劣悪な使用状態での適応性が問われるなど、バルブを取り巻く環境には厳しいものがある。さらに、生産現場においては熟練者の減少に加え、過酷な作業環境への対応といった生産条件の変遷に伴い、自動化機器の果たす役割は一層重要となっており、自動制御弁はその一端を担っている。

しかし、制御用バルブの市場はかなり広く、その範囲は化学工業をはじめ、食品やビルの空調用、そして装置設備、搬送関係にいたるまで多岐にわたっているため、ユーザーの仕様は様々で、必然的に自動化関連バルブの種類は多い。また、配管システムでセンサ類（流量、圧力等）からの信号をフィードバックして流体を精密に制御するような時は、単純なON-OFF式の制御弁に比べて、試作開発やその後の技術的なメンテナンスが難しいばかりでなく、弁を上手く調節するために現場の経験や勘といったものが要求されてくる。

一方、このような制御用バルブの使用環境を考慮して、設定された配管システムの範囲内で適切な制御を行わせるため、従来のバルブ単体としての製品ばかりではなく、センサ・エレクトロニクスも含めた総合的な技術力でバルブ開発を行うなら、誌上等で紹介されている製品のように極めて付加価値の高い製品開発が期待できるであろう。

本報では、普及が拡大してきたバタフライ弁に、最近、性能面で注目されている小型・軽量タイプのＡＣサーボモータを直結させ、これを試作コントロラと制御ソフトを使って、実流プラントで定流量制御させた内容であり、本研究の自動制御弁でも、市販の調節弁の場合と同様に良好な制御ができることを示した。

2　制御システム

2．1　制御の対象

図１に制御システムを示した。実流プラントでの定流量制御が目的である。

拡大部分は試作コントローラを示すが、マイコン搭載型の自動制御弁を考えているため、通常の調節弁に入出力関連機器類、それにＣＰＵやＡ／Ｄ及びＤ／Ａボード等を付け加えたハード構成になっている。この図によって、配管及び弁本体との関連性が分かる。なお、実流プラントは滋賀県立機械金属工業指導所に設置されているバルブ性能試験装置である。

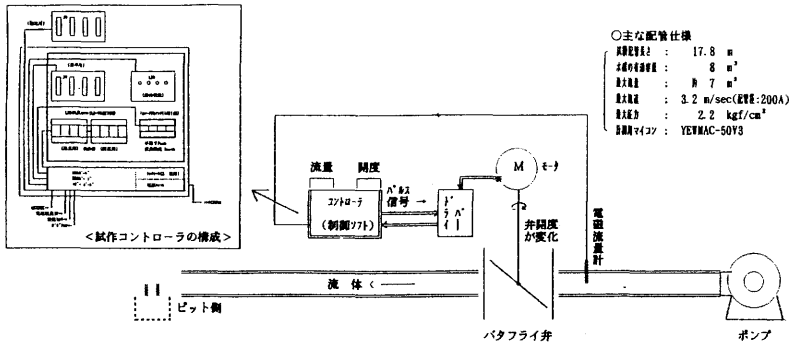


図１　　制御システム

２．２　制御系の構成

図２に制御系の構成を示した。バルブ本体は市販の口径５０mmの同心型バタフライ弁である。また、バルブに連結したモータはオリエンタルモータ（株）製のハーモニックギャードタイプのＡＣサーボモータ（ＨＧ５０型）であり、減速機とエンコーダが取り付けられた一体型構造となっている。そして、モータには、さらにモータ用ドライブ装置と試作コントローラを取り付けて、これら４要素を自動制御弁として扱った。図１及び図２により、自動制御弁は設定された流量値を定流量制御させるため、配管途中に取り付けられた電磁流量計から流量を検出し、設定流量との偏差がなくなるようにフィードバック制御できる構成となっていることが理解できる。図３では、この制御系をブロック図として示した。

２．３　制御ソフト

図４は制御するためのプログラムのメインフローである。弁の上流側でポンプの出力状態が変化するとこれに伴って流量も変化するが、この時の流量を一定に維持できるようにするため、弁の開度をコンピュータ制御する。流量変化の範囲が0.6～0.1 m³/minで制御できるようにプログラミングした。なお、プログラムには、制御フローから理解できるように弁の動作状況を分かり易くするため、次に示すような付属機能を持たせた。

（１）．弁軸の位置表示：位置データを角度換算させて表示
（２）．流量値の表示　：流量データを検出し、表示

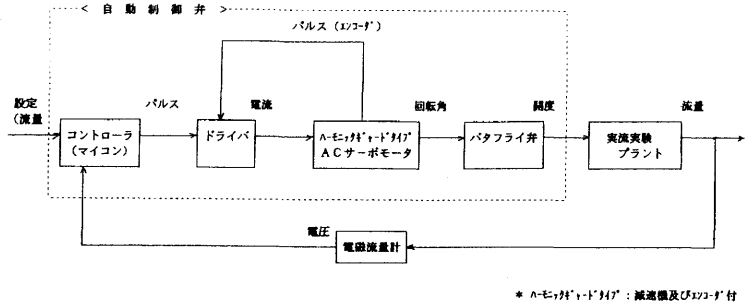


図　２　制御系の構成

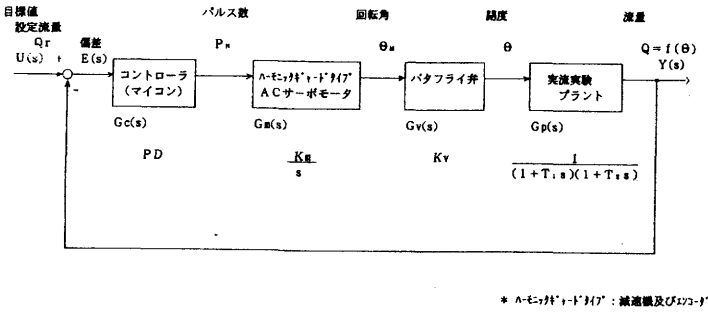


図　３　ブロック図

３　制御プロセス

３．１　流量の過渡特性

ソフトウェアによって流量をデジタル制御しようとする時、流量の過渡特性を事前に把握し、プログラム上での条件設定に十分反映できるようにする必要がある。図５は、弁全開時におけるポンプの吐出量を約0.6 m³/minに設定しておき、モータのドライバーへ周期が一定のパルス波を任意のパルス数だけ発生させた時に得られた流量の過渡特性である。モータを動かすためには、試作コントローラからパルス波を与える必要がある。このパルス波はモータを動かす時だけ発生させ、停止するときは出力しない。図では、パルス波が１つの台形波のように記録されているが、これは測定データのサンプリングを５Hzとしたためで、実際は立ち上がりの厳しいパルスの集まりである。このことをサンプリングを２５kHｚとした測定によって確認した。このようなデータをそのまま

記録したのでは、モータの位置を客観的に知ることができない。（図中、円内のパルス波を参照）そこで、モータの回転が50,000pprであることより、弁の全開から全閉までの位置を電圧レベル、つまり、ここでは回転角度15°（2.083pulse）当たり1Vとして扱い、コントローラにおいては設定されたパルス数に相当する電圧をまずアナログ出力させ、この直後にパルス波を発生させた。図6は図5のような矩形状の信号を弁の開度として表現するための各電圧レベルに対するモータの回転角度及びその時に発生させるパルス数との関係を示したものである。このようにして、バルブの位置が分かるようにした。また、図7は1V～5V、つまり15毎に75°まで段階的に弁開度を変えていったときの流量の過渡特性である。

なお、図6は、図8のアクチュエータがダイアフラム形式の場合（ポテンショメータの曲線）と違って、弁軸の動作にオーバシュートのようなものは見受けられない。

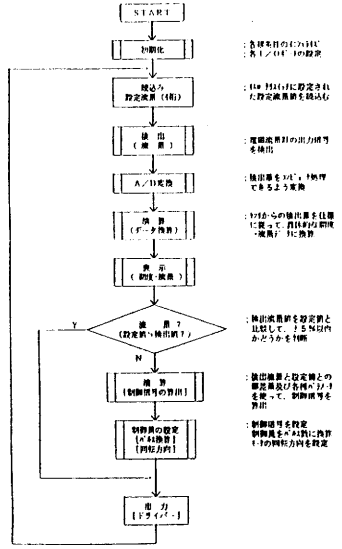


図4　制御フロー(MAIN)

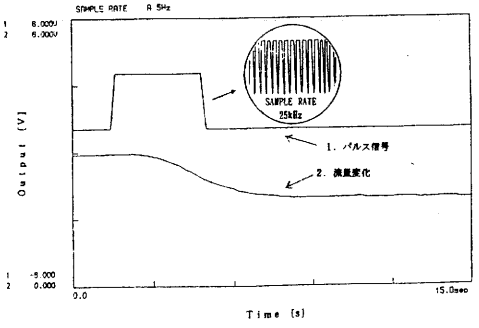


図　5　パルスの発生と流量の過渡特性

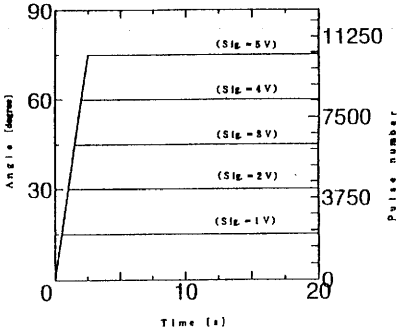


図　6　モータの回転角度とパルス数との関係

ダイアフラム形式では、ポジショナに信号を与えてから弁軸が動作するまでに、信号と弁軸には大きな時間遅れがあった。しかし、今回のモータではポジショナというものがないが、弁軸の動きに対する流量の応答はダイアフラムの玉形弁の場合と同等以上に早い。各設定パルス数（記録紙上の電圧レベル）に対して、流量は10secを経過してから安定することが分かる。

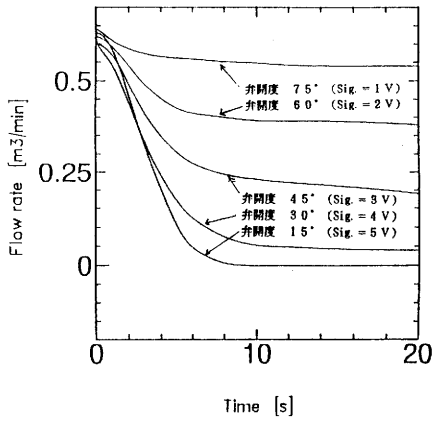


図　7　各弁開度(信号)における流量の過渡特性

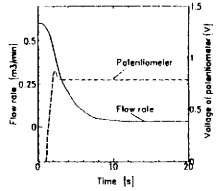


図　8　流量の過渡特性
（ダイヤフラム形式の玉形弁）

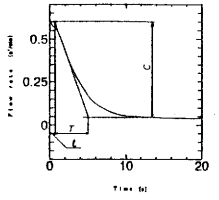


図　9　流量の過渡特性

3．2　制御定数の設定

プロセスの伝達関数は、近似的に（3.2.1）式 を仮定して、信号と流量の関係を示した図9を参考にして算出した。

$$G(s) = \frac{K e^{-Ls}}{1 + Ts} \qquad (3.2.1)$$

PD定数の設定に際して、文献にZiegler-Nicholsの方法は計算が容易で実際的ということで広く用いらているとあるので、この方法を適用したパラメータを次式で決めた。

（1）．比例ゲイン

$$Kp = 1.2T/(KL) \qquad (3.2.2)$$

（2）．微分時間

$$T_D = 0.5L \qquad (3.2.3)$$

ただし、K＝C／M　、M：入力振幅

ここでは、入力振幅1Vをパルス数2.083分（弁の回転角度で15°に相当）としているので、プログラムでパルスを発生させる部分はPDの演算結果をパルス数に換算させている。

4　実流プラントでの制御状況

4．1　制御パラメータの影響

図１０は制御パラメータを変えた９種類の実験結果である。この実験では、比例ゲンンと微分時間を変えた組合せによってパラメータの影響を調べている。これらの中、現場的には実験⑥の特性が比較的に早く目標値に達しているようである。

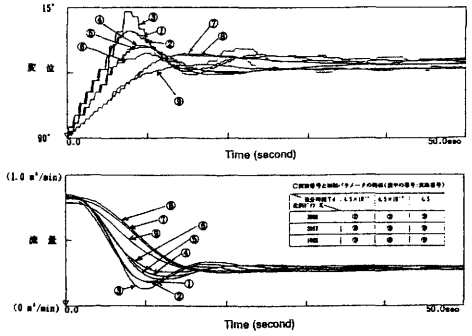


図１０　制御ﾊﾟﾗﾒｰﾀの影響（実流実験　Qr=0.3）

4．2　各設定流量値に対する制御状況

図１１は、上記4．１項で良好な結果を示した実験⑥の設定パラメータでの各設定値毎の制御状況を調べたものである。開度の変化については、実験をスタートさせればすぐに弁が回転し、約１０秒をピークに以後、幾分下降傾向になって安定していく。

流量の変化は、各設定値での初期状態を同じにすることが困難であったため、スタート時（弁全開時）の流量にばらつきが認められる。また、図７のステップ応答の場合と比較すれば、流量変化の初期段階で２秒前後の遅れを生じていること、そして、流量変化の立ち上がりが、実験開始後約２～９秒後にかけて著しく、約１０秒後をピークに徐々に安定する傾向にある。

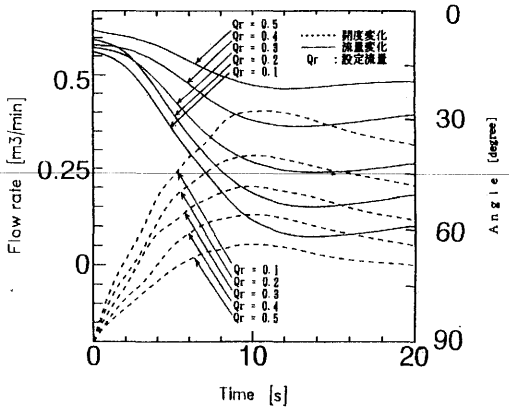


図11　各目標値に対する制御状況

4．3　設定流量値が変化した場合の制御状況

図１２には、設定流量が途中で変わった場合の弁の位置及び流量の変化を示した。また図の上部に、各設定流量で制御した弁開度と流量を、そして、弁開度と流量が共に安定したときの精度を同表に示した。実験では、０．１～０．５の５段階で目標値を設定しているが、流量の設定値が０．１～０．５ m³／minの場合、その変動は±０．０１ m³／min以内であり、この時の弁開度の変動については±１％以下であった。

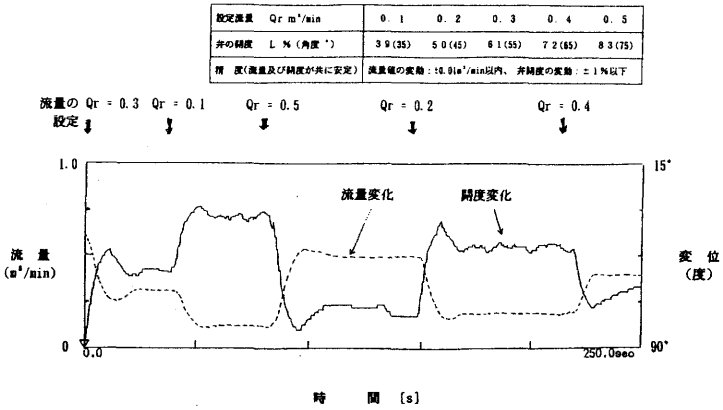


図１２　設定値が途中で変わった場合の流量変化（実流実験）

4．4　ポンプの出力変化に対する定流量制御の状況

図１３は、ポンプの出力状態が途中で変わった場合の制御状況を示したものである。この図より、ポンプの出力がアップすると弁は設定値を維持させようとするため、弁開度が小さくなるように動作していることが分かる。また、逆に出力がダウンした場合には弁を開けるように制御している。ここでは，ポンプの出力を２５～６０Hzの範囲で変化させた。ポンプの出力調整は実流実験装置の操作盤に取り付けられたボリューム調整用ダイヤルを指で回すことにより行ったが、この操作は手動とは言え、１～２秒もあれば十分に希望の目盛り位置に設定にすることができる。

また、図１２から判断して、弁の位置決めは約１０～２０秒でできるはずであると想定されるが、弁上流の負荷変動の場合には弁を位置決めするのに、約３０～６０秒を要している。実流実験では、弁開度を一定にして、任意の流量を流す時には、ポンプの出力を調整するが、このような場合には時間を要している。このことから、負化変動のある定流量制御ではポンプの特性も関係してくるようである。以上のように、弁の位置決めは緩慢な応答であるが、目標値がQr＝０．３ m³/minの場合には、目標値の±０．０３ m³/minの範囲内で安定した流量を維持することができた。　これは、定格流量を弁全開時の最大流量（ここでは、０．６ m³/min）とした時、目標精度の±５％以内の定流量制御が達成できたことになる。なお、弁の開度はポンプの出力が４０Hzで６１％、６０Hzになると４６％となり、２５Hzの場合には８６％であった。

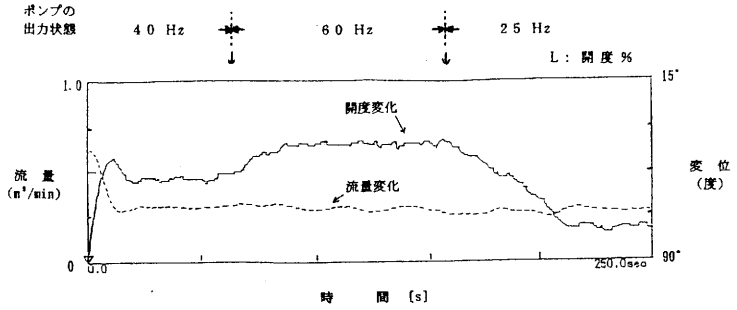


図１３ ポンプ吐出量の変化に対する定流量制御の状況
（実流実験 Qr=0.3）

５ シミュレーション

５．１ 弁の開度とパルス数の関係

図１４はモータのドライブ装置に与えるべきパルス波のカタログ条件である。しかし、図６で示したような弁の位置決めとパルス数の関係から判断すれば、実際には図１４の限界である最小周期の５μｓより約４８倍も遅い速度で弁の位置決めを行ったことになる。

図１５はパルスの累積によって弁開度が逐次変化し、パルスがストップすると、その位置が保持されることをシミュレーションで確認したものである。

５．２ 実流プラントの時定数の算出

制御状況をシミュレーションするためには、実流プラントの時定数を知る必要がある。システム全体としての安定判別や最適な制御をするためのパラメータを決定する際にもシステムを構成する要素の特性を事前に把握することは基本的なことである。そこで、ステップ応答で得られた過渡特性を模擬できるように時定数を算出した。

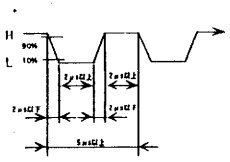


図１４ パルス波

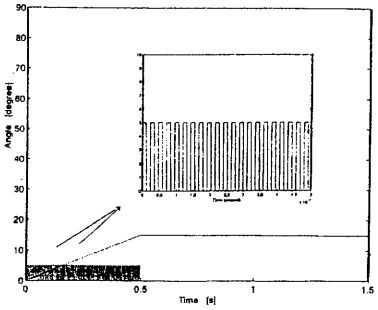


図１５ バルブの開度とパルス数との関係（シミュレーション）

先ず、プラントの伝達関数は、

$$G(s) = \frac{1}{(1+T_1 s)(1+T_2 s)} \tag{5.2.1}$$

としたから、各時定数の逆数をそれぞれ$a=1/T_1$, $b=1/T_2$とし、(5.2.1)式は、

$$C(\sigma) = \frac{ab}{(\sigma+a)(\sigma+b)} \tag{5.2.2}$$

と表せる。これより、$C(\sigma)$の極は、$\sigma=-a$、$\sigma=-b$となる。
ここで留数は、

$$\lim_{\sigma \to \sigma i} (\sigma-\sigma i) \frac{C(\sigma)}{1-Z^{-1}e^{T\sigma}} \tag{5.2.3}$$

により求められるから、$\sigma=-a$及び$\sigma=-b$における留数はそれぞれ、

$$\frac{abz}{(b-a)(z-e^{-aT})} \quad 、 \quad \frac{abz}{(a-b)(z-e^{-bT})} \tag{5.2.4}$$

従って、$ab/(s+a)(s+b)$をｚ変換すると、

$$Z\left[\frac{ab}{(s+a)(s+b)}\right] \tag{5.2.5}$$

$$=abz\left\{\frac{1}{(b-a)(z-e^{-aT})} + \frac{1}{(a-b)(z-e^{-bT})}\right\} \tag{5.2.6}$$

$$= \frac{\frac{ab}{(a-b)}(e^{-bT}-e^{-aT})z^{-1}}{1-(e^{-bT}+e^{-aT})z^{-1}+e^{-(a+b)T}z^{-2}} \tag{5.2.7}$$

となる。そして、(5.2.7)式を差分方程式に書き換え、

$$c(nT) = \frac{ab}{(a-b)}(e^{-bT}-e^{-aT})\,r[(n-1)T] + (e^{-bT}+e^{-aT})\,c[(n-1)T] - e^{-(a+b)T}c[(n-2)T] \tag{5.2.8}$$

のようになる。

ここで、$r(nT)$と$c(nT)$はそれぞれ入力及び出力特性を示す離散時間における関数である。

次に、この式を使って既に得られている入出力曲線からサンプリングデータを当てはめる。また、初期値は時間”０”で入出力”０”とし、T or n→∞で一定値に収束することなどを条件として計算すれば、時定数は$T_1=0.2$sec.、$T_2=2.0$sec.と決定できる。

5．3　ステップ応答特性

この時定数をシミュレーションで設定して得たステップ信号における過渡特性は図16のようになる。図7のSg.＝4VとSig.＝5Vの曲線は、初期状態にズレのあるためかかなり接近しているが、このことを除けば、前出の図7と同様なカーブが得られている。ステップ信号を与える実験では、弁開度を強制的に設定するため、初期状態の違いは流量の過渡応答に影響する。従って、Sig.＝4V（初期流量は少ない目）とSig.＝5V（初期流量は多い目）でズレを生じたのは当然のことと言える。また、図17にSig.＝2Vの場合の実験結果とシミュレーションの比較を示した。実験では、初期状態を正確に設定することが難しいため全開時での流量が予定のQ＝0．6 m³/minより多い0．62 m³/minで実験が開始された。しかし、初期状態のズレを考慮すればほとんどシミュレーション曲線は実験結果と一致する。このように、目標精度の範囲で十分にシミュレーションによってステップ応答特性が確認できることが分かる。

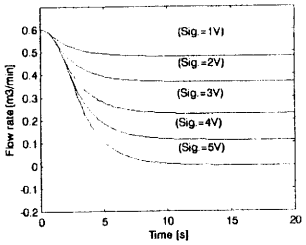


図16　各ステップ信号における過渡特性（シミュレーション）

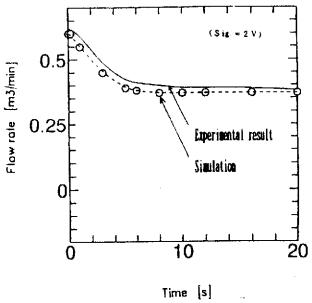


図17 実験結果とシミュレーションの比較

6　システムの特性

6．1　安定判別

図3のブロック図より、一巡伝達関数は、

$$Go(s) = Gc(s)\cdot Gm(s)\cdot Gv(s)\cdot Gp(s)$$

$$= Kp\,(1+Td\cdot s)\cdot\frac{Km}{s}\cdot Kv\cdot\frac{1}{(1+T_1 s)(1+T_2 s)}$$

$$= \frac{KpKmKv\,(1+Td\cdot s)}{s(1+T_1 s)(1+T_2 s)} \qquad (\text{ただし、}PD=Kp(1+Td\cdot s)) \qquad (6.1.1)$$

となる。

また、この(6.1.1)式から特性方程式は、

$$1+\frac{KpKmKv\,(1+Td\cdot s)}{s(1+T_1 s)(1+T_2 s)} = 0 \qquad (6.1.2)$$

となり、

$$T_1T_2S^3+(T_1+T_2)S^2+(1+KpKmKvTd)S+KpKmKv=0 \qquad (6.1.3)$$

が導出される。従って、(6.1.3)式にKm＝1、Kv＝1、T₁＝0.2、T₂＝2.0を代入して、ﾌﾙﾋﾞｯﾌﾟの安定判別を行う。

$$0.4S^3+2.2S^2+(1+KpTd)S+Kp=0 \qquad (6.1.4)$$

より、ﾌﾙﾋﾞｯﾌﾟの行列式は

$$H_3=\begin{vmatrix} 2.2 & 1 & 0 \\ Kp & (1+KpTd) & 2.2 \\ 0 & 0 & Kp \end{vmatrix}$$

である。ここで安定判別法に従い、次の安定条件を得る。

$$\left.\begin{aligned} &1+KpTd>0、\ Kp>0 \\ &2.2(1+KpTd)>Kp \end{aligned}\right\} \qquad (6.1.5)$$

PID制御のパラメータは、(6.1.5)式の範囲内で設定すれば安定となる。

6．2　システムの特性

6．1項で図3のブロック図における一巡伝達関数は(6.1.1)式であった。

これより、システム全体の閉ループ伝達関数W(s)は、K＝KpKmKvとおくと、(6.2.1)式が導出される。この式に既に求められた時定数やPD制御のパラメータを当てはめて、ボード線図を描くと図18のようになる。図より、ゲイン余有と位相余有を調べれば、システム全体が安定であることが理解できる。

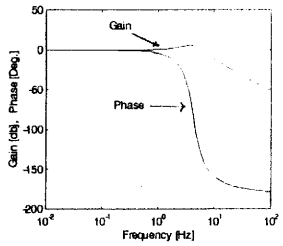


図18　ボード線図

$$W(s) = \frac{Go(s)}{1+Go(s)}$$

$$= \frac{KTdS+K}{T_1T_2S^3+(T_1+T_2)S^2+(1+KTd)S+K} \qquad (6.2.1)$$

6．3　現代制御理論によるシステムの表現

伝達関数はシステムの入出力の応答を計算できるが、システムの内部の状態を知ることができない。また、初期条件の出力に対する影響が無視され、過去の入力の影響を考慮していない。これに反して、現代制御理論は制御系を状態変数によって表現するため、初期条件の影響、出力や制御対象の内部状態がどのように変化するかについても重要な意味を持つている。そして、一般的な記述法である状態変数法を用いるので、シミュレーションによる理論的な取り扱いも容易である。

そこで、システム全体を図3のブロック図を参考にし、x1，x2，x3といった3つの状態変数を使って、システムの動特性を微分方程式で記述した状態方程式と出力をこれらの変数と入力の関数として表される出力方程式で記述

した。各方程式は次のとおりである。

(1)状態方程式

$$\begin{vmatrix}\dot{x}1\\ \dot{x}2\\ \dot{x}3\end{vmatrix} = \begin{vmatrix}0 & 1 & 0\\ 0 & 0 & 1\\ -K/T_1T_2 & -(1+KTd)/T_1T_2 & -(T_1+T_2)/T_1T_2\end{vmatrix}\begin{vmatrix}x1\\ x2\\ x3\end{vmatrix} + \begin{vmatrix}0\\ 0\\ 1/T_1T_2\end{vmatrix} u \qquad (6.3.1)$$

(2)出力方程式

$$y = \begin{vmatrix}K & KTd & 0\end{vmatrix}\begin{vmatrix}x1\\ x2\\ x3\end{vmatrix} \qquad (6.3.2)$$

6．3．1　可制御性

可制御、可観測性は制御理論を整理し、体系化するのに重要な基礎概念である。現代制御理論では、入力が状態変数を望むように制御できるか、また、状態変数の変化は出力として反映されるかどうかを調べることができる。

(6.3.1)式と(6.3.2)式で、

$$A = \begin{vmatrix}0 & 1 & 0\\ 0 & 0 & 1\\ K/T_1T_2 & (1+KTd)/T_1T_2 & -(T_1+T_2)/T_1T_2\end{vmatrix},\quad b = \begin{vmatrix}0\\ 0\\ 1/T_1T_2\end{vmatrix}$$

$$c = \begin{vmatrix}K & KTd & 0\end{vmatrix}$$

おくと、可制御性行列は、

$Uc = [b \quad Ab \quad A^2b]$

で表されるから、各パラメータを当てはめて解くと、

$|Uc| \neq 0$，$\mathrm{rank}\,Uc = 3$となり、本システムは可制御である。

6．3．2　可観測性

可観測性行列については、

$Uo = [c^T \quad A^Tc^T \quad (A^T)^2c^T]$

で表される。各パラメータを当てはめて解くと、

$|Uo| \neq 0$，$\mathrm{rank}\,Uo = 3$となり、本システムは可観測である。

7　まとめ

試作した自動制御弁の制御状況を実流実験により確認したところ、次のような結果を得た。

(1)．流量を0.1～0.5m³/minの範囲で設定した実流実験では、流量はどの設定値に対しても±0.01m³/min以内の変動であった。また、この時の弁開度の変化は±1%以下で良好な結果を得た。

(2)．設定流量をQr=0.3m³/minとした時，自動制御弁より上流にあるﾎﾟﾝﾌﾟの出力を25Hz～60Hzで変化させた実験においては，上流の負荷変動があっても目標値の±0.03m³/minの範囲内で安定した流量を維持すことができた。

(3)．制御対象のｼｽﾃﾑ及び各構成要素の特性をｺﾝﾋﾟｭｰﾀ上で設定することにより、実流プラントと同様な制御状況を効率よくｼﾐｭﾚｰｼｮﾝできることが分かった。

(4)．現代制御理論を適用することによって、制御システムの内部状態を知ることができ、制御に関与する情報を有効に調べることが可能である。

(参考文献)

1)．竹中俊夫，椎木亮：調節弁の特性（1），バルブ技報，第1巻第2号，1986年7月
2)．酒井　　：自動制御弁の開発研究、滋賀県立機械金属工業指導所業務報告書（平成4～6年度）
3)．明石　一、今井弘之：詳解制御工学演習、共立出版
4)．若山 伊三雄：例題演習 自動制御入門、産業図書
5)．福島弘毅：制御工学基礎論、丸善
6)．添田　　、中溝高好：自動制御の講義と演習、日新出版
7)．井伊谷鋼一、堀田和之：プロセス制御の基礎、朝倉書店
8)．平井、羽根田、北村：システム制御工学、森北出版
9)．近藤文治、藤井克彦：大学課程 制御工学、オーム社
10)．計測自動制御学会：自動制御ハンドブック 基礎編、オーム社
11)．　　〃　　：　　〃　　応用編、　〃

加工データファイル作成に関する研究

専門員　樋　口　英　司

1．はじめに

ＣＡＤ／ＣＡＭシステムを用いたＮＣデータの作成も一般的なこととなってきた。しかし、設計で作成したＣＡＤ情報をダイレクトに利用して、間違いのないＮＣデータを簡単に素人の作業者が作成できるＣＡＤ／ＣＡＭシステムは今だない。このことから、ＣＡＤ／ＣＡＭシステムへの介添役として簡単に対話形式で使用できるバルブ加工データベースシステムの構築について検討するとともに、アリ溝の加工形状の確認、加工条件およびツールの改良について検討しましたので、併せてその結果を報告します。

2．アリ溝加工におけるアリ溝形状の確認

前年度は加工形状の確認方法として加工後の製品を半分にカッティングして断面から形状を確認した。この場合、刃物の逃げや素材の片肉等の影響を受けること、さらには目視による形状判定に限定され寸法的なチェックができない面がある。

このことから今回はサイコウウッドーＴ（日本石油化学製210-5）の商品名で市販されている試削材を用い、図１の形状に加工して図２のアリ溝加工ツールを用いて試削を繰返して、加工形状の確認を行った。

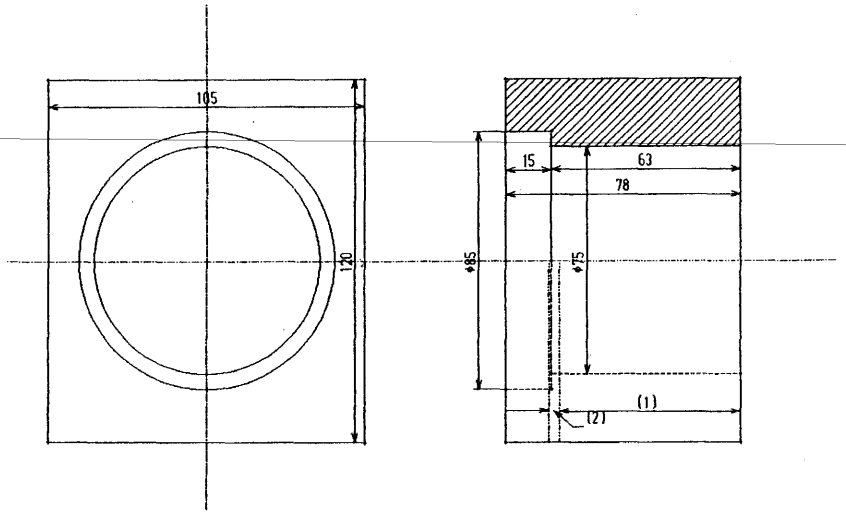


図１　アリ溝形状確認用試削材

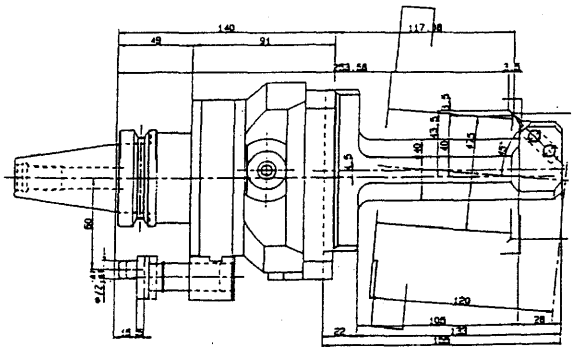


図２　アリ溝加工ツール

形状確認に使用したＮＣプログラムは図３の内容である。この中で①はアリ溝加工の開始位置、②はアリ溝の深さ（底部）位置である。

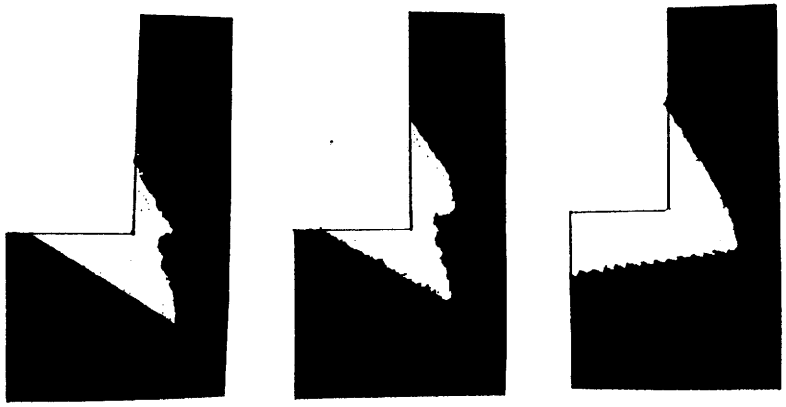
```
Ｚ－①                                  ：フェーシングヘッドを孔底端面へ
Ｓ６０　Ｍ０４　Ｇ０４　Ｐ２０００      ：回転数60で逆転ドウェル2秒
Ｍ０５　Ｇ０４　Ｐ１０００              ：回転停止ドウェル1秒
Ｓ８０　Ｍ０３　Ｇ０４　Ｐ１５００００  ：回転数80で正転ドウェル15秒、外周方向への切削開始点
Ｍ０５                                  ：回転停止
Ｓ８０Ｍ０３　Ｇ０１　Ｚ－②　Ｆ③      ：アリ溝切削開始、外周方向、Z方向とも
Ｍ０５                                  ：回転停止、アリ溝加工終了端
Ｓ８０　Ｍ０３　Ｇ０１　Ｚ－①　Ｆ④     ：径方向、Z方向とも早戻り
Ｍ０５                                  ：回転停止
                                        ①：孔底端面位置
                                        ②：Z方向アリ溝加工開始位置
                                        ③：Z方向切削速度
                                        ④：Z方向早戻り速度
```

図３　アリ溝加工用ＮＣプログラム（ＭＤＩ）

試削の結果を図４に示してありますが、この結果について考察します。

まず、試削の条件としてアリ溝加工ツール（オートマチック、フェーシングヘッド＝㈱九州工具制作所製）の仕様を表１に示す。スライド移動の自動送り速度はスピンドル１回転あたり0.03㎜、自動早戻り速度はスピンドル１回転あたり0.48㎜に固定、図３のＮＣプログラムの中のマシニングセンタのＺ方向の切削送り速度および早戻り速度を替えてアリ溝加工ツールとの同期を考慮した試削を行った。

（Ａ）：前年度のＮＣプログラムを若干変更したため加工条件を速くした。



（A）　　（B）　　（C）

図4　アリ溝の形状

主要寸法　　型式			AUTO－40
フェーシング　最大加工径(mm)			φ250
スライド量移動(mm)	自動送り切替範囲	最大	50
		最小	10
	スピンドル1回転		0.03~0.15　5段変速
	微調整1目盛		0．01
	手動送り1回転		3．0
	自動早戻りスピンドル1回転		0．48
許容回転数（R．P．M）			360
シャンク			BT40
本体重量（シヤンク付）			6．6kg

表1　フェーシングヘッドの仕様

切削速度　　5mm／min

早戻り速度　61mm／min

アリ溝形状の寸法値では、ほぼ図5の値をクリアしていますがアリ溝の形状としては不十分な結果である。しかし、10数回の試削条件の中では最良の形状である。

（B）：切削速度　　5mm／min

早戻り速度　62mm／min

MC側の早戻り速度が速くて、アリ溝の内壁面に粗い戻りマークが確認できる。

企業の加工現場では、シートリングを圧入する場合、圧入するにつれてリングの先端が外

周方向に開くことから案内面となる溝底面は面粗さを小さく美しく仕上げ、外周部は圧入されたシートリングが抜けないよう適度に粗い面が良い加工条件とされている。

（C）：切削速度　　5mm／min

早戻り速度　53mm／min

アリ溝加工ツール側の速戻り速度が速いため溝底部から中心側に削り取られている。

以上の結果からアリ溝加工ツールの切削条件とマシニングセンタ側の切削条件を同期させることは、現状の設備では困難であることが判明した。

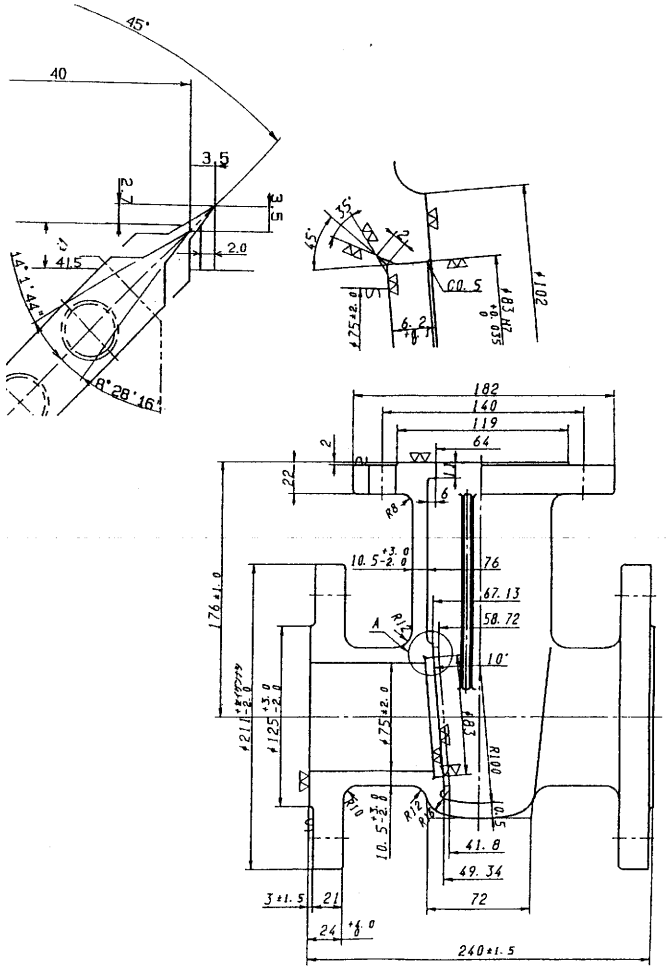


図5　水道用仕切弁

3．アリ溝の最適加工条件およびアリ溝ツールの改良

3－1．アリ溝ツールの改良

前年度、超硬チップ付のロウ付けバイトや超硬材に刃先コーティングを行ったツール等種々、検討を重ねましたが、結局、高速度鋼のツールが一番良い結果を生みました。

そこで、同種の材料でツール形状に若干の改良を加えツール寿命をできるだけ永くする方向で検討を行いました。改良点は図6に示すとおり、上すくい角を6度から0度に、前逃げ角、横逃げ角とも3度に変更、弁箱での試削を実施しました。

その結果、前年度のツール形状では口径75mmの弁箱3個のアリ溝加工が限度でしたが、改良ツールでは6個から7個まで加工数を増すことができました。しかし、一バイト6個では工具寿命として問題になりません。他に寿命延長の手段として採算ベースを無視して考えられる点は、

① 改良したツール形状、ツール材に刃先コーティングをする。

② 超硬（G2）一体ツールで超硬材種を1ランクねばい材種（G3）に変更する。

以上の2点で、使用工作機械やアリ溝加工ツールが現状の仕様設備として考えた場合である。

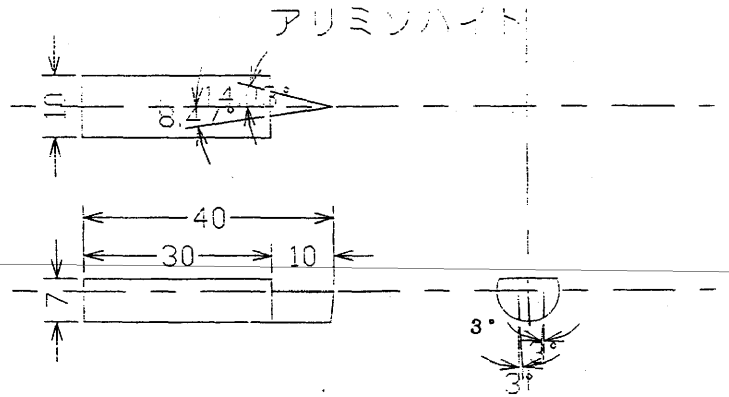


図6　アリ溝バイト（改良）

3－2．アリ溝の最適加工条件の検討

改良したツールを基に図7の被削材を加工条件を変え汎用旋盤による切削実験を行った。アリ溝加工ツールを用いたマシニングセンタによる切削実験が実験方法としては一番ベタなのでしょうが、中グリ作業でツールの刃先確認が困難なこと、さらには実験時間の短縮のため汎用旋盤で被削材の外周および端面の黒皮を除去。加工した外周面に深さ3mmのアリ溝を自動切込み送りでツールと加工条件をかえ、それぞれ6本の溝を切削してツールの摩耗状態を比較した。その結果を表2に示す。

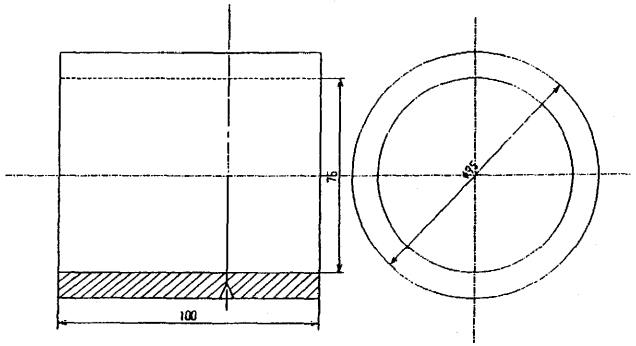


図7　加工条件検討用試削材（FC200）

回転数rpm	送り速度mm/min	アリ溝深さmm	溝数(本)	備　　考
80	4	3	6	刃先摩耗上面より2m、溶着~小
100	5	3	6	同上　、溶着~大、構成刃先~小
120	6	3	6	同上~1m、同上、　同上
140	7	3	6	同上~2m、同上、　同上~大
80	8	3	3	同上~4.5m、同上、
100	10	3	2	同上~3m、同上、
120	12	3	3	同上~3m、同上、　底材面溶着、
140	14	3	2	同上~2.5m、同上、

表2　アリ溝加工条件比較

表2から回転数140rpmまでは良好な結果が得られ、送り速度では7mm／minが限度と判断される。切削速度では43m／minが限度である。

なお、前年度のツールを確認のため同様の比較を行いましたが、上すくい角6度の高速度鋼バイトでは上面よりの刃先摩耗が2.5mm、上面に溶着摩耗が生じており若干悪い条件になっている。

超硬チップ（G2）のロウ付けバイトについても同様の比較を行いましたが、この場合は一本の溝を深さ1.5mm程度切込んだところで折損。前年度の試削結果と同じ結果となりました。この場合、改良点としてチップの厚さを薄くして、上すくい角を取らずにシャンクの強度をあげること以外に方法がない。

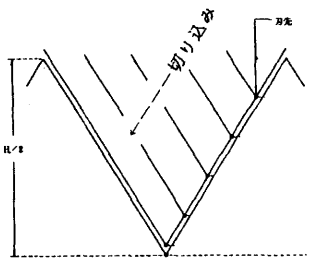


図8　片刃切削

3－3．アリ溝加工方法の検討

アリ溝ツールへの負担軽減と45度方向へのアリ溝切削について前年度も検討したところですが、企業の加工現場の専門家は図8の様に旋盤でネジを切る要領で片刃切削を基本に切削を行っている。

ネジ切りの場合は一本のネジを切るために刃物の切込みを数回に分割させ、その切込み毎に送り方向の速度を若干速くして片刃切削を行いますが、マシニングセンタでフェーシングヘッドを用いたアリ溝加工ではどの様にすれば片刃切削が可能なのか検討を行った。

2項のところでアリ溝形状の確認を行いましたが、その中でアリ溝の深さ方向（Z方向）の切削速度を速くするとともに早戻り送度も速くしてアリ溝形状は若干改良されています。このことから、図2のアリ溝加工ツールおよびアリ溝バイトの剛性を考慮してフェーシングヘッドの切削速度を速くするよりマシニングセンタのZ方向の切削速度をフェーシングヘッドの切削速度より速くすれば片刃切削と同じ原理になると考えられる。

本実験では、フェーシングヘッドの切削送り速度は80回転の場合で1分間に、2.4m、マシニングセンタのZ方向の切削速度は5m／minで約2倍強の速さになっている。したがって片刃切削になっていると考えられるが比率的にどの程度の速度差が妥当なのか、再検討する必要がある。

希望的観測では切削速度の速度差がつかめれば加工形状や工具寿命も改善できる可能性があると考えられる。

4．バルブ加工データベースシステムの検討

既存のＣＡＤ／ＣＡＭシステムにおいては設計で作成したＣＡＤ情報を直接利用して、間違いのないＮＣデータを簡単にすばやく作成できるシステムや現場の専門家の知識（ノウハウ）を誰れもが活用できるシステムが存在しなかった。最近では工作機械メーカの中でＡＩ（知識処理）手法を応用したＣＡＤ／ＣＡＭシステムを開発、販売しているところもある。なかでも加工方法の決定や工程設計等はＣＡＤ／ＣＡＭシステムを操作するオペレータが持っている加工の知識度合によってＮＣデータの作成に大きく影響する。また最悪の場合、ＮＣデータを作成できない場合がある。ＮＣデータが曲がりなりに作成できても切削条件や切削方法の不良などがあり、どうしても実際のＮＣ機械上でデータの編集やデバッグ修正が生じてしまう。

このことはＣＡＤ情報がコンピュータ上では、単に直線、円、円弧など図形を表す情報と注記した文字や寸法、仕上記号などの属性情報がバラバラに配列されているだけで、形状や属性を一括したデータとして表現されていないためである。

したがって、これらのバラバラな情報をパソコンを用いて対話形式で一元化し加工順序や加工の方法、加工条件等を決定できるシステムが作成できればと考えている。その概念図を図9に示した。

このシステムは、ＣＡＤ／ＣＡＭシステムで直接使用するものではなくバルブ加工技術に未経験な作業者や設計者および生産管理者がＣＡＤ／ＣＡＭシステムの介添役として加工設計の参考書として利用でき、加工現場の職人さんの加工ノウハウが蓄積されたバルブ加工の知識ベースが使用できるシステムを作りあげる計画である。

システムのデータファイルの一部として図10の標準データや図11の既存データの収集、作成を行いながら、企業の加工現場に出掛け職人さんの加工ノウハウについてヒヤリングや加工手順、手造

り工具の種類、形式、切削条件、加工の方法等をくわしく詳細に調査を行わなければならない。特に切削条件についてはストロボ等の測定器を持込み数値データの収集が必要と考える。

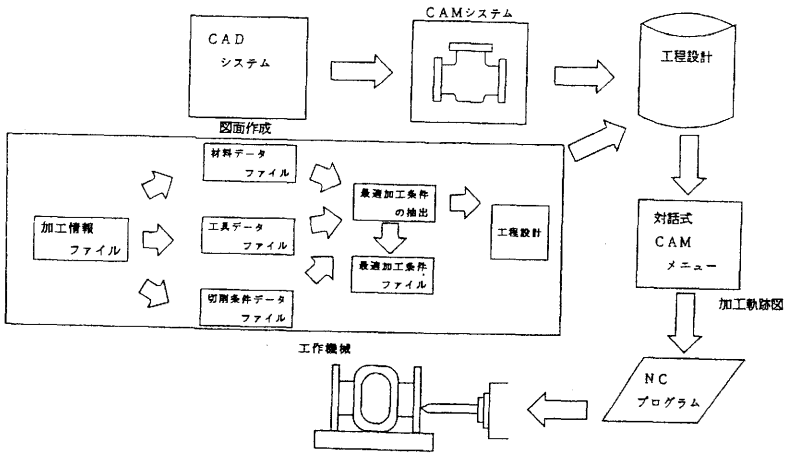


図9　データベースシステムの概念図

標準データ　（mm）

口　径	面間寸法	フランジ外径	ボルト穴中心円の径	ボルト穴の数	ボルト穴の径	弁座の径	弁座の角度
75	240	211	168	4	19	97	10度
100	250	238	195	4	19	124	10
125	260	263	220	6	19	151	10
150	280	290	247	6	19	178	10
200	300	342	299	8	19	230	10
250	380	410	360	8	19	284	10
300	400	464	414	10	19	338	8

ボルトの呼び	フランジの厚さ	合わせ面の厚さ	小型形フランジ面の高さ
M16	24	3	176
M16	25	3	222
M16	25	3	262
M16	26	3	301
M16	27	3	364
M20	29	3	266
M20	31	4	319

図10　データファイルの一部

これらの現場調査とシステム設計等については次年度できるだけ早期に実施をしたいと考えています。

既存データ

バルブの種類	口径	加工品名	加工部位	材料	工作機械
仕切弁 内ネジ	75	弁箱	丸フランジ	FC200	孔用旋盤
同 外ネジ	80	ふた	小判形フランジ	FC250	正面旋盤
水道用仕切弁 内ネジ	100	ヨーク	ふた側丸フランジ	FC300	二面加工機
同 外ネジ	125	弁体	ヨーク側フランジ	FCD370	三面加工機
玉形弁	150	弁座	ヨークフランジ	FCD400	NC旋盤
アングル弁	200	こま	圧入弁座部	FCD450	トランスファマシン
逆止弁	250	弁棒	ネジ込み弁座部	BC3	立形MC
バタフライ弁	300	パッキン押さえ	アリ溝	BC6	横形MC
		弁押さえ	弁棒ネジ	C3604BE	多軸ボール盤
		ねじはめ輪	弁軸	SS41	ラジアルボール盤
		アーム	端面	SS50	孔明け専用機
				S25C	マシニングセンタ
				S35C	アリ溝専用機
				S45C	中ぐり盤
				SUS304	
				SUS316	
				SUS420J2	

スローアウェイ	超硬バイト	手造りバイト	刃先材質	フライス	フライスの径	フライスの刃数
CSBNR	3゜1形	10形	P01	超硬側フライス	50	5
CSDNN	33形	13R形	P10	超硬正面フライス	63	6
CSSNR	35形	14R形	P20	側フライス	80	7
CTANR	36形	15R形	P30	角フライス	100	8
CTBNR	37形	40形	P40	フェースミル	125	9
CTGNR	39形	41形	M10		160	10
CTTNR	45形	51形	M20		200	11
CDJNR	47形	52形	M30		250	12
CCLNR	49形	53形	M40			14
CSTNR	93形	アリ溝形	K01			16
	95形		K10			18

図11 データファイルの一部

システム開発のツールとして現在具体的なものは決めておりませんが、担当者がシステム開発はまったくの素人のため市販のツールで利用できるものを現在調べているところである。

5. まとめ

本研究で行ってきた加工形状のチェック等主な部分は述べてきましたが、結果をまとめるとつぎのようになる。

① アリ溝形状の寸法値は、ほぼクリアできたが、形状的には不十分で片刃切削方式の確認が必要である。

② アリ溝バイトの改良については、現状の高速度鋼材で妥当な結果を得ることができた。しかし、加工現場で使用に耐える改良には至っていないため超硬チップロウ付けバイトを含んだ改良が必要である。

③ 前項の片刃切削方式や超硬チップロウ付バイトの改良結果によって当然、加工条件も大きく変わることから総合的な改良を行う必要がある。

④ バルブ加工データベースシステムの作成に関して利用できる開発ツールがなければプロジェクトチームを編成するか、専門家等を含めた委託開発が必要である。

本研究の遂行にあたり、多くの指導、助言をいただきました当技術会議および分科会委員の近畿大学教授　東本暁美氏、コンピュータシステム技術専門学院長　三辻茂樹氏、角田鉄工㈱　土田邦夫氏に感謝申し上げます。

(参考文献)

1）樋口：CAD／CAMシステムによるバルブ加工の合理化、省力化研究(4)
：滋賀県立機械金属工業指導所平成6年度業務報告

金属製品の検査精度の向上に関する研究
（不定形状物の判別に関する研究）

試験研究係　副係長　川崎雅生

あらまし：ねずみ鋳鉄（ＦＣ）や球状黒鉛鋳鉄（ＦＣＤ）の球状化率などの不定形状物の判定・分類を画像処理で行う場合、ニューラルネットワークを応用する方法が考えられる。ニューラルネットワークの特徴は学習機能にあるが、重みの初期値や各種のパラメータの設定により学習速度などが大きく変化する。本研究では、汎用性の高い画像処理システム構築することを目的としているが、そのための第一段階として本年度は、入力データに影響されにくい初期値の設定方法やパラメータの設定方法について検討した。その結果、有望な初期値の設定方法が考案できた。

１．まえがき

近年、産地の鋳鉄バルブにおいて、高品質化に伴い鋳鉄バルブの材質が球状黒鉛鋳鉄（ＦＣＤ）になってきた。ＦＣＤの材質の良否は、黒鉛の球状化率に左右されるため、球状化率の測定に関する相談件数が増加してきたが、目視および手作業による方法では個人差がでて信頼性に乏しい。このような検査は、企業においても多く存在し、自動化しにくいことや自動化のためのコストが高いために、目視に頼っている場合がほとんどである。

これらを画像処理で自動化するには、個々のケースについて作業内容を分析し、システムを開発しなければならないが、従来の決定論的手法で開発すると、ある目的のために作ったひとつのシステムが、他の検査に利用できることはほとんどない。指導所における指導の効率化と企業における検査の省力化・自動化および検査精度の向上を図るには、汎用的な画像処理の方法について研究する必要がある。

そこで、ニューラルネットワークのもつ学習機能を利用することで、検査対象ごとに処理方法を検討しなくても、画像の分類（判別、認識）ができるシステムについて研究を行う。

本年度は４年計画の研究の初年度として、ある程度一定の形状をもつ手書き文字を対象にニューラルネットワークのもつ特徴や問題点を整理し、不定形状物の判別に応用できるかどうかについて検討を行った。

２．階層型ニューラルネットワークの特徴と問題点

ニューラルネットワークの最大の特徴は学習機能にあり、入力データに対応する出力（分類結果）と、それに対応する教示データ（正しい分類結果）との誤差が最小になるように層間重みを変化させることで、実現できる。

２層のニューラルネットワーク（図１）を例に考える。図１においてｐ番目の入力Ｘipと出力Ｚjpとの関係は、式(1)のように表される。

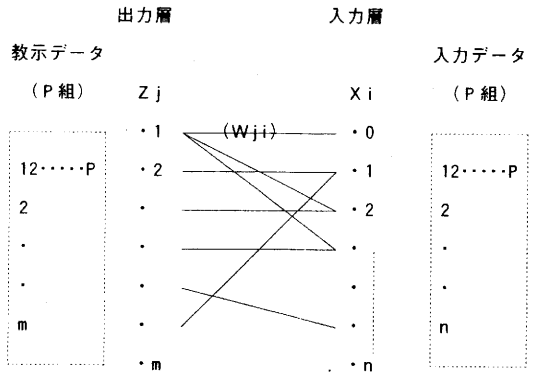


図１．２層のニューラルネットワークの構造

$$Zjp=f\left(\sum_{i=0}^{n} Wji*Xip\right) \quad (\text{ただし、} f(x)=\frac{1}{1+\exp(-x)} \text{、} X0p=1) \qquad \cdots\cdots\cdots (1)$$

この時、出力誤差Ｅを次のように定義する。

$$E=\frac{1}{2}\sum_{p=1}^{P}\sum_{j=1}^{J}(Zjp-pZj)^2 \qquad \cdots\cdots\cdots (2)$$

（ただし、ｐＺｊはｐ番目の教示データの組のｊ番目の出力値）

ここで、誤差Ｅの層間結合の重みＷjiに対する変化分を求め、Ｅが０に近づくように層間結合の重みを変化させる（ＢＰ法）。以下、(t)はｔ回目の繰り返しを意味する。

$$\frac{\delta E(t)}{\delta Wij(t)}=\sum_{p=1}^{P}(Zjp(t)-pZj)*\frac{\delta Zjp(t)}{\delta Wij(t)} \qquad \cdots\cdots\cdots (3)$$

この(1)式を使って、

$$\Delta Wij(t+1)=-C1*\frac{\delta E(t)}{\delta Wij(t)}+C2*\Delta Wij(t) \qquad (C1>0、C2>0) \qquad \cdots\cdots\cdots (4)$$

とし層間重みを変化させ、Ｅ(t+1)が所定の大きさ以下になったら学習が終了したとする。

この(4)式をみると与えられたパターンの数（Ｐ）や分類すべきカテゴリーの数（ｍ）が一定であれば、入力データの次元（ｎ）に比例して１回の繰り返し計算の数が多くなることがわかる。

また、重みの初期値は、計算が発散しないような乱数を使った小さな値が設定されることが多いが、初期値によってはＥが所定の大きさになるまでの繰り返し回数が多くなったり、場合によっては所定の大きさまでＥが収束しなかったりすることがある。

２．１　入力データの次元について

文字を例に入力データのおよその次元を考えてみる。印刷文字でもドットプリンターで24×24ドット程度必要であるから、手書き文字を判別する場合ならばそれより高い解像度が必要ではないかと思われる。

仮に48×48ドットで入力するとすれば、入力データの次元はn=2304になるが、これをこのままニューラルネットワークの入力とすると計算量が多くなりすぎる。

このnを小さくする方法の一つとして、2次元DCTから抽出できる特徴パラメータを使用する方法を提案したが[1),2)]、この方法を使えば、入力データの形状を抽出しながら、nを減少させることができる。

2．2　重みの初期値設定について

手書き文字などのある程度形状が似ているものの分類をニューラルネットワークにて行う場合の初期値の設定方法については、次のような前提で検討を行った。

（前提）各カテゴリーに属するパターンデータは、そのカテゴリーの平均データとある程度一致し、各カテゴリーの平均データは、それぞれ他の平均データと区別できる（およそ線形分離可能である）とみなす。

2．2．1　層間の重み設定

特定の情報パターンに対して最も反応する重みが、情報理論[3]における通信エントロピーを応用することにより設定できることを示す。

n次元の任意の確立ベクトル $\boldsymbol{u}1$、$\boldsymbol{u}2$

$$\boldsymbol{u}1=(u1_1, u1_2, \cdots, u1_n)\ 、\ \boldsymbol{u}2=(u2_1, u2_2, \cdots, u2_n) \qquad \cdots\cdots\cdots (5)$$

$$(\text{ただし、} \sum_{i=1}^{n} u1_i=\sum_{i=1}^{n} u2_i=1、\ u1_i>0、\ u2_i>0、\ i=1, \cdots, n)$$

について、通信エントロピーは次式で定義される。

$$H(\boldsymbol{u}1)=-\sum_{i=1}^{n} u1_i*\ln u1_i、\ H(\boldsymbol{u}2)=-\sum_{i=1}^{n} u2_i*\ln u2_i \qquad \cdots\cdots\cdots (6)$$

今、$\boldsymbol{u}1$、$\boldsymbol{u}2$に対応してn次元のベクトル$U1$、$U2$を

$$U1=(\ln u1_1, \ln u1_2, \cdots, \ln u1_n)\ 、\ U2=(\ln u2_1, \ln u2_2, \cdots, \ln u2_n) \qquad \cdots\cdots\cdots (7)$$

と定義すると、(6)式は

$$H(\boldsymbol{u}1)=-\boldsymbol{u}1\cdot U1、\ H(\boldsymbol{u}2)=-\boldsymbol{u}2\cdot U2 \qquad \cdots\cdots\cdots (8)$$

と表記できる。この$U1$、$U2$は次の性質をもつ。

$$\boldsymbol{u}1\cdot U1-\boldsymbol{u}1\cdot U2$$

$$=\left(\sum_{i=1}^{n} u1_i*\ln u1_i\right)-\left(\sum_{i=1}^{n} u1_i*\ln u2_i\right)=-\sum_{i=1}^{n} u1_i*\ln\frac{u2_i}{u1_i} \qquad \cdots\cdots\cdots (9)$$

は、

$$-\ln x\geqq 1-x \quad x>0 \qquad (\text{証明略}[3]) \qquad \cdots\cdots\cdots (10)$$

より、

$$\boldsymbol{u}1\cdot U1-\boldsymbol{u}1\cdot U2\geqq 0 \quad (\text{等号は、}U1=U2\text{の場合のみ成り立つ}) \qquad \cdots\cdots\cdots (11)$$

となる。同様に、

$$\boldsymbol{u}2\cdot U2-\boldsymbol{u}2\cdot U1\geqq 0 \qquad \cdots\cdots\cdots (12)$$

が成り立つ。つまり、この$U1$、$U2$を層間の重みとすれば、確率ベクトル$\boldsymbol{u}1$の入力に対して出力層の1番目が、$\boldsymbol{u}2$に対して2番目が最大の出力となる。

しかし、ニューラルネットワークに入力されるベクトルは、一般には確率ベクトルでない。そこで、n次元のベクトル列（各要素が全て正の数とする）がm個与えられたときについて考える。

与えられたm個のベクトルを、

$$\boldsymbol{x}j=(x j_1, x j_2, \cdots, x j_n) \quad (\text{ただし、} x j_i>0, j=1, \cdots, m; i=1, \cdots, n\text{とする}) \qquad \cdots\cdots\cdots (13)$$

で表し、次の関数を定義する。

$$F(\boldsymbol{w}k, \boldsymbol{x}j)=wk_0+\sum_{i=1}^{n} wk_i*x j_i \quad (k=1, \cdots, m) \qquad \cdots\cdots\cdots (14)$$

（ただし、 $\boldsymbol{w}k=(wk_0, wk_1, \cdots, wk_n)$

$$wk_0=\sum_{i=1}^{n} a_i*(b_i-xk_i)+\epsilon$$

$$wk_i=a_i*(c_i+\ln xk_i)$$

$a_i>0$ とする。）

ここで、この関数についての性質を調べる。

$$F(\boldsymbol{w}j, \boldsymbol{x}j)-F(\boldsymbol{w}k, \boldsymbol{x}j)=\sum_{i=1}^{n} a_i*\left(-x j_i+xk_i-x j_i*\ln\frac{xk_i}{x j_i}\right) \qquad \cdots\cdots\cdots (15)$$

これは、(10)式より

$$\geqq\sum_{i=1}^{n} a_i*\left(-x j_i+xk_i+x j_i*\left(1-\frac{xk_i}{x j_i}\right)\right)=0 \qquad \cdots\cdots\cdots (16)$$

よって、

$$F(\boldsymbol{w}j, \boldsymbol{x}j)\geqq F(\boldsymbol{w}k, \boldsymbol{x}j) \qquad (\text{等号は、}\boldsymbol{x}k=\boldsymbol{x}j\text{のときのみ成り立つ}) \qquad \cdots\cdots\cdots (17)$$

(17)式より、与えられたm個のn次元ベクトル$\boldsymbol{x}j$から算出できる$\boldsymbol{w}j$（wj_0は、しきい値）を層間のj番目の重みとして設定すれば、入力層に$\boldsymbol{x}j$が入力された時、j番目の出力が最大となることがわかる。

2．2．2　初期値の設定

2.2.1で初期値に関する設定方法を示したが、これを2.1の2次元DCTで前処理された入力データに適用する場合について検討する。

2次元DCTにより変換されたm個のカテゴリーに分類できるm*t個のベクトル${}_s\boldsymbol{x}j'$(j=1, 2, ⋯, m; s=1, 2, ⋯, t)を、

$${}_s\boldsymbol{x}j'=({}_sx j_1', {}_sx j_2', \cdots, {}_sx j_n') \qquad \cdots\cdots\cdots (18)$$

（ただし、${}_sx j_k'\geqq 0, s=1, \cdots, t; j=1, \cdots, m; k=1, \cdots, n$）

で表し、各カテゴリー（j）別の平均値ベクトルを、

$$\boldsymbol{x}j'=(xj_1', xj_2', \cdots, xj_n')=\frac{1}{t}\sum_{s=1}^{t} {}_s\boldsymbol{x}j' \qquad \cdots\cdots (19)$$

とする。$\boldsymbol{x}j'$は、2次元DCTからの絶対値を抽出するため、負にはならないが値が0の要素も有り得るため、全データに正の数$\mu 0$を加える。$\mu 0$は、(14)式におけるwk_iのおよその最大値と最小値の絶対値を同じにするために（後述）、

$$\ln\frac{x_{max}+\mu 0}{\mu+\mu 0}=\ln\frac{\mu+\mu 0}{x_{min}+\mu 0} \qquad \cdots\cdots (20)$$

（ただし、$x_{max}=max(xj_i')$、$x_{min}=min(xj_i')$、$\mu=\frac{1}{m*n}\sum_{j=1}^{m}\sum_{i=1}^{n}xj_i'$とする）

を満たす値とする。(20)式を満たす$\mu 0(>0)$が存在しなければ、$\mu 0=1$とする。

この$\mu 0$を全ての${}_sxj_i'$に加えて得られるm*t個のベクトルと、各カテゴリー（j）別の平均値ベクトルを${}_s\boldsymbol{x}j$および$\boldsymbol{x}j$と表記すれば、

$${}_s\boldsymbol{x}j=({}_sxj_1, {}_sxj_2, \cdots, {}_sxj_n)=({}_sxj_1'+\mu 0, {}_sxj_2'+\mu 0, \cdots, {}_sxj_n'+\mu 0) \qquad \cdots\cdots (21)$$

$$\boldsymbol{x}j=\frac{1}{t}\sum_{s=1}^{t}{}_s\boldsymbol{x}j \qquad \cdots\cdots (22)$$

（ただし、${}_sxj_k>0, s=1,\cdots,t; j=1,\cdots,m; k=1,\cdots,n$）

となり、この$\boldsymbol{x}j$を使って(14)式を計算する。

なお、(14)式において$a_i>0$であれば、b_iやc_iおよびϵは任意の数であっても成り立つが、(23)式のようにb_iやc_iを設定すると、(20)式の$\mu 0$との関係で、wk_iの最大値と最小値の絶対値をおよそ同じぐらいにすることができる。

$$b_i=\frac{1}{m}\sum_{k=1}^{m}x_{ki},\quad c_i=-\ln b_i \qquad \cdots\cdots (23)$$

この(23)式を使うと、(10)式より

$$F(\boldsymbol{w}_j, \boldsymbol{x}_j)=\sum_{i=1}^{n}a_i*\left(b_i-x_{ji}*\ln\frac{b_i}{x_{ji}}\right)+\epsilon$$

$$\geqq\sum_{i=1}^{n}a_i*\left(b_i-x_{ji}+x_{ji}*\left(1-\frac{b_i}{x_{ji}}\right)\right)=\epsilon \qquad (j=1,\cdots,m) \qquad \cdots\cdots (24)$$

が成り立ち、さらに、

$$\sum_{k=1}^{m}F(\boldsymbol{w}_k, \boldsymbol{x}_j)=\sum_{k=1}^{m}\left(w_{k0}+\sum_{i=1}^{n}w_{ki}*x_{ji}\right)$$

$$=\sum_{i=1}^{n}\sum_{k=1}^{m}(w_{ki}*x_{ji})=\sum_{i=1}^{n}\sum_{k=1}^{m}a_i*x_{ji}*\ln\frac{x_{ki}}{b_i}+m*\epsilon$$

$$\leqq\sum_{i=1}^{n}a_i*x_{ji}*\sum_{k=1}^{m}\left(\frac{x_{ki}}{b_i}-1\right)+m*\epsilon=m*\epsilon \qquad \cdots\cdots (25)$$

が、成り立つ。

次にϵと$a_i(i=1,\cdots,n)$の値の設定方法について検討する。

計算機による指数計算の範囲を考慮して、とりあえず、

$$\epsilon'=0 \qquad \cdots\cdots (26)$$

$$a_i'=a'=\frac{1}{n*(\mu+\mu 0)} \qquad (i=1,\cdots,n) \qquad \cdots\cdots (27)$$

とおき、m*t個のベクトル${}_s\boldsymbol{x}j$から次のy1、y0を求める。

$$y1=\frac{1}{m*t}\sum_{j=1}^{m}\sum_{s=1}^{t}F_i(\boldsymbol{w}_j, {}_s\boldsymbol{x}_j) \qquad \cdots\cdots (28)$$

$$y0=\frac{1}{m*t*(m-1)}\sum_{j=1}^{m}\sum_{s=1}^{t}\sum_{k\neq j}F_i(\boldsymbol{w}_k, {}_s\boldsymbol{x}_j) \qquad \cdots\cdots (29)$$

次に、このy1、y0を使って次式を満たすα、βを求める。

$$\left(1-\frac{1}{\exp(-\alpha*(y1-\beta))}\right)^2=m*\left(\frac{1}{\exp(-\alpha*(y0-\beta))}\right)^2=\frac{1}{4} \qquad \cdots\cdots (30)$$

(30)式を解くと、

$$\alpha=\frac{\ln(2*\sqrt{m}-1)}{y1-y0} \qquad \cdots\cdots (31)$$

$$\beta=y1 \qquad \cdots\cdots (32)$$

となる。このα、βを使って、

$$a_i=a=a'*\alpha \qquad (i=1,\cdots,n) \qquad \cdots\cdots (33)$$

$$\epsilon=-\alpha*\beta \qquad \cdots\cdots (34)$$

とする。

このことにより、各パターンの教示データとの誤差の2乗和（$\frac{2*E}{P}$）を平均$\frac{1}{2}$程度に設定できる初期値が決定する。

3．実験結果

これらの検討をもとに試作したニューラルネットワークによる実験結果について、以下に述べる。なお、入力は、全て2次元DCTにより前処理を行って、2層ニューラルネットワークに入力した。

3．1　白黒図形の分類

図2に示す8×8ドットの白黒図形を、a，bは第1カテゴリーに、c，dは第2カテゴリーに分類する場合（m＝2）について、実験を行った。入力データの次元はn＝2とし、表1に示すように、初期値設定の段階で75％の認識（分類）率があり、3回の学習で100％の認識（学習）率になった。

3．2　手書き文字の分類

電総研で作成されたETL7、ETL8（一部）、ETL9（一部）に対して行った実験結果を表2、

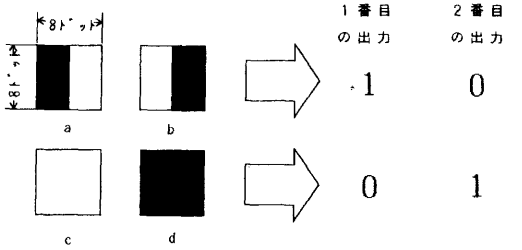


図２．白黒図形の分類

表１　白黒図形の分類結果

カテゴリー数	2
データ数	4
初期値設定時の認識数　(%)	3 (75%)
3回学習後の認識数　(%)	4 (100%)

表3、表4に示す。ＥＴＬ７は、グレイスケールのデータ（４ビット）であるため、しきい値＝９として２値化した。さらに、ＥＴＬ７・ＥＴＬ８・ＥＴＬ９の２値データを、４８ビット×４８ビットに射影し、２次元ＤＣＴから特徴パラメータを得る方法を用いて、８ビット×８ビットのブロックから２個のパラメータを抽出し１パターン当たりｎ＝７２個の入力データとした。

また、ＥＴＬ７については４８カテゴリー（ひらがな４８種類）について、２０６４文字と８４００文字を学習用パターンとし、ＥＴＬ８については３２０カテゴリー（ひらがなと漢字）について６４００文字と２５６００文字を学習用パターンとし、ＥＴＬ９については３０３６カテゴリー（ひらがなと漢字）について３０３６０文字と６０７２０文字を学習パターンとした。ＥＴＬ７とＥＴＬ８については、初期値設定後、５００回程度の学習を行ったが、ＥＴＬ９についてはコンピュータの能力の関係で初期値設定のみとし、学習は行わなかった。

なお、表中で第３候補とあるのは、出力の大きかった３番目までに正解が含まれる場合を示している。

表２　ＥＴＬ７に対する実験結果

	ｶﾃｺﾞﾘｰ数	初期値算出ﾊﾟﾀｰﾝ	非算出ﾊﾟﾀｰﾝ	初期値算出ﾊﾟﾀｰﾝ	非算出ﾊﾟﾀｰﾝ
	48				
	文字数	2064	14736	8400	8400
初期値設定時	認識数	1889	13167	7578	7607
	(%)	(91.52)	(89.35)	(90.21)	(90.56)
	第３候補までの認識数(%)	2024	14276	8166	8183
		(98.06)	(96.88)	(97.21)	(97.42)
	誤差の２乗和	809.02		3289.5	
500回学習後	認識数	2031	13574	8025	7934
	(%)	(98.40)	(91.11)	(95.54)	(94.45)
	第３候補までの認識数(%)	2046	14365	8268	8257
		(99.13)	(97.48)	(98.43)	(98.30)
	誤差の２	100.56		917.3	

表３　ＥＴＬ８に対する実験結果

	ｶﾃｺﾞﾘｰ数	初期値算出ﾊﾟﾀｰﾝ	非算出ﾊﾟﾀｰﾝ	初期値算出ﾊﾟﾀｰﾝ	非算出ﾊﾟﾀｰﾝ
	320				
	文字数	6400	44800	25600	25600
初期値設定時	認識数	5374	33815	20531	19875
	(%)	(83.97)	(75.48)	(80.20)	(77.64)
	第３候補までの認識数(%)	5954	39449	23309	22890
		(93.03)	(88.06)	(91.05)	(89.41)
	誤差の２乗和	5885.17		26612.8	
500回学習後	認識数	5946	36824	22636	21798
	(%)	(92.91)	(82.20)	(88.42)	(85.15)
	第３候補までの認識数(%)	6113	41071	24138	23864
		(95.52)	(91.68)	(94.29)	(93.22)
	誤差の２	1264.05		7840.1	

表４　ＥＴＬ９に対する実験結果

	ｶﾃｺﾞﾘｰ数	初期値算出ﾊﾟﾀｰﾝ	非算出ﾊﾟﾀｰﾝ	初期値算出ﾊﾟﾀｰﾝ	非算出ﾊﾟﾀｰﾝ
	3036				
	文字数	30360	91080	60720	60720
初期値設定時	認識数	20426	37315	36858	27385
	(%)	(67.28)	(40.97)	(60.70)	(45.10)
	第３候補までの認識数(%)	24392	51903	45513	37087
		(80.34)	(56.99)	(74.96)	(61.08)
	誤差の２乗和	189932		492676	

４．むすび

本年度の研究結果をまとめると次の２つになる。

（１）ニューラルネットワークの簡素化

２層型ニューラルネットワークで画像が認識できれば、３層型ニューラルネットワークに比較して、学習に要するコスト（時間、メモリーなど）を低減することができる。この点について、３．に示したように２層型ニューラルネットワークでも、かなりの画像を分類できる能力を有すると期待できる。２層型ニューラルネットワークによる学習速度の向上や認識性能の向上については、次年度さらに検討する必要がある。

（２）汎用的な重み初期値の設定方法

３．に示したように白黒図形や手書き文字に対する初期値の設定方法が有効であることと、２次元ＤＣＴによる特徴量の抽出・データの圧縮にかんする有効性が確認できた。次年度は、金属組織に本手法を適用して、組織の分類を行うシステムについて検討する。

［参考文献］

1：川崎、有木：”２次元ＤＣＴを特徴パラメータとしたニューラルネットワークによる文字認識”、情処第４６回全大、7c-2（平５）

2：川崎：”画像処理に対する知識処理の適用に関する研究”、滋賀県工業技術センター研究報告、p1-6（１９９２）

3：福村：”情報理論”、コロナ社

業 務 報 告 書

平成８年９月発行

滋賀県立機械金属工業指導所

〒522　滋賀県彦根市岡町52番地

TEL 0749—22—2325

FAX 0749—26—1779

E-mail mmiri@hik.shiga-irc.go.jp

再生紙を使用しています