

増 訂

ディーゼル機関設計法

工学博士 大道寺 達 著

増 訂

ディーゼル機関設計法

工学博士 大道寺 達 著

工学図書株式会社版

著 者 略 歴

昭和 12 年 早稲田大学理工学部機械工学科卒業
直ちに株式会社池貝鉄工所に入社，爾来池貝鉄工株式会社，
池貝自動車株式会社の設計，研究，検査，組立課長，技術
部次長などを歴任
現在 関東学院大学教授，工学博士

増訂 ディーゼル機関設計法

© 1964

昭和 39 年 5 月 20 日 増訂第 1 版

昭和 52 年 4 月 10 日 増訂第 13 版

著 者 大 道 寺 達

発 行 者 笠 原 洪 平
東京都練馬区豊玉北 4ノ2

発行所 工学図書株式会社

東京都練馬区豊玉北 4ノ2

(営業所) 東京都千代田区三番町5番地

郵便番号
102

電 話 東京 (261) 6683 番
振 替 東京 7-13465 番

印刷所 育英印刷興業株式会社
(上 田 三 明)
東京都墨田区文花 3-18-14



Printed in Japan

3053-10111-2213

☆定価はカバーに表示してあります。

序

内燃機関の設計に関する著書は国の内外を問わずほとんど見受けられない。内燃機関は一つの総合工学であって、機械工学の全領域を含んでいるのであるが、このような広い視野をもつことだけでも容易なことではない。さらに設計の本となると、著者は設計方面に明るい実社会の第一級の人という制約が加わり、このような方は実務の多忙さのために執筆が困難なことに基因すると思われる。今回、内燃機関のうちでも最も重要視されまたそれだけ進展も著しいディーゼル機関の設計に関し、最適の著者を得、すぐれた著書が発刊されたことは全く有意義と考えられる。著者は多年池貝自動車ならびに池貝鉄工所に勤務、ディーゼル機関設計の権威であるとともに、千葉工業大学、関東学院大学の講師でもあり、最適の著者といえると思う。

ディーゼル機関の設計は、著者が第1章でも述べているように、現段階においても純理論的な計算だけで進められるものでなく、現場のプラクティスに対する深い理解を必要とする。本書はこの大問題と真正面から取組み、鮮やかに解明して余すところがない。とくに重点と思われる箇所には必ず数値計算例を示して読者の理解を深めている点は敬服に値する。

ディーゼル機関の設計に当っておられる技術者はもち論、ディーゼル機関に関心をもたれる技術者またはこれから勉強しようとする学生諸君にとって、よき伴侶ないし指導標となることを信じて疑わない。

1960 年 10 月

慶大教授 渡 部 一 郎

序

先年、ドイツのアウグスブルグをおとずれたとき、ルドルフ・ディーゼルが最初に作って、運転したディーゼル機関を見る機会を得た。当時使われていた堅形の蒸気ピストン機関を範として彼の最初のディーゼル機関が設計されたのだということがしみじみとわかった。

本日、大道寺さんの苦心の著述である、このディーゼル機関の設計法の初校を見せていただいたが、これは今日の日本の小型ディーゼル機関の繁栄ぶりを大いに反映している。限られた頁数とはいえ、設計上に必要とする知識をかなりよく伝えているように思う。

ディーゼル機関を設計しようという人、あるいはこの種の機械を設計する方法を学ぼうとする人に大いに参考になるだろう。

毎年、大道寺さんからは風格の高い版画の年賀状をいただく。大道寺さんは年のくれに近づく和大いに想をねり、格調の高い版画を作るのをたのしみにしておられる。この本も、多分大いに想をねってお書きになったことと思う。頁々に、あるいは行間に、大道寺さんの風格がにじんでいる。

ディーゼル機関は各種熱機関のうちで熱効率が高いなどのいい特長があるので、船用、自動車用和大いに使われている。本書では主として設計の立場から書かれているが、この本を手がかりとして、力学、熱力学、熱学などの分野へも興味をいだかれ、研究をつまれることもあわせ希望したい。

1960 年 10 月

東 大 教 授 西 脇 仁 一

序

影も姿もないところから、オリジナリティを持った一つのことを創り出す設計のよろこび、それはエンジニアにのみ許された何物にもかえ難い大きなよろこびである。

さてその設計は、設計者の人柄をあらわすともいわれるように、設計者の天分によることはいうまでもないが、設計者の頭脳に吸収されているあらゆる工学的な知識が、合理的にかつ調和された形で反映されて、はじめて名設計があらわれる。設計にあたっては計算にのるものもあるし、のらぬものもある。これらを充分にわきまえ、適当に判断してはじめて見事な製品ができて上がる。このようなことは、百も承知していても、さてその道にふみ込んでみるとなかなかむずかしい。年期を入れぬと一流の名設計者になれぬ理由であるが、その期間を短縮することは指導さえよければできそうである。スキーやテニスを習うのに、自己流ではじめる代りに、名コーチーについてその基本的なポイントを指導してもらえば、その上達ははるかに早く、その技も素直な姿となることが多い。設計でもこのような良い手引きがあればと、望まれながらも得られないのがわが国の現状である。このような手引きの書物は、大学の先生には書けないのが普通であり、どうしてもその道に永年苦勞を重ねて、真髓を掴んだ方々をわずらわさねばならない。

このような要望に応えて、畏友大道寺氏が、その忙しい時間をさいて4サイクルディーゼルに関する永年の経験をかたむけた本書を書いて下さったことは、そしてその書が、我々のかねて要望するものであることは、誠に嬉しいことである。

本書は実際に即した広い知識を設計者の立場から充分にとり入れながら、懇切に設計の精神と技術を読者に名コーチをしてくれるものであることを信じて疑わず、これによって若き名設計者が続々と出現することを望んでやまない。

1960 年 10 月

日大教授 栗 野 誠 一

自 序

ビルが立ちならぶ都大路，緑深き山間へき地だけでなく，ひろびろとして涯のない海洋にも，ディーゼル機関は，それぞれの分野，使用目的，稼動条件に応じ，小出力は 2PS から，大出力では 10000PS にいたるまで，広範囲にわたって就役している。

したがって，これら各種各様のディーゼル機関に対処しうる設計法を，もれなく記述することは，限られた日数と紙面の関係もあらうが，筆者自身の能力では不可能にひとしい。

ゆえに本書は，最も代表的と思われ，小型，大型，高速，低速機関の性質をそれぞれ若干でも具備していると考えられる 4 サイクル，6 シリンダ，出力 200PS，1000 回転のものを，モデル機関に選定し，これを設計せんとする場合，いかに対処するか，その手法の一端を明らかにすることを目的として記述したものである。

しかるに本書を通覧されれば，クランク軸に関する記述が，量的に多くのページ数をしめていることに気がつかれると思うが，これはさらにねじり振動のことも設計上考慮されなければならぬものである。したがってこの事実，記述にあたり，各章すべて統一したペースで，さらに各章同じ程度の掘り下げかたで，各章間のバランスをとったにもかかわらず，クランク軸そのものの記述分量が多いということは，どれほど現用の クランク メカニズムへ設計上の注意がはらわれているか，また設計者はどのくらいクランク軸についてなやまされているか，設計的見地から，正しくクランク機関の本質をつき，これを明らかにしていることがみとめられよう。

しかるに，設計ということとは，模倣やコピーではなく，理論と経験的事実との関係をよく調和させ，この結果を設計者の血や肉となし，具体的に図面という形式によって設計者の意志を表現しうるように総合することを名づけるのであるから，これらの過程において，設計者には独創性を発揮しうる時限が必

要とされる。かかる場合、設計者は、すぐれた着想力をもって、新分野への開発に対し、精進されうるから、本書が、多くの設計者に役立って、多くの時間が独創性を発揮しうるようについやされるならば、このときこそ、本書の使命もはたされ、価値も見出されるものと思う。

おわりに、本書は、渡部一郎慶大教授、西脇仁一東大教授、粟野誠一日大教授のご懇懇とご激励によってなされたもので、短日月で上梓するため、筆者は、高橋賞、高木実、川合脩らとともに、韮才をかえりみず努力したつもりである。これらの者とともに、援助下され、本書の門出のために序文を書かれた各教授ならびに出版の労をとられた宇佐美彬氏には心から謝意を示します。

1960年10月

大 道 寺 達

増 訂 版 の 序

本書の目的は、ディーゼル機関の設計にあたり、経験的に十分利用するのに可能な式にもとづいて、そのプロセスを明らかにすること、ディーゼル機関の根本的な内容を、設計するという立場から明確にすることにある。

このたび、本書の発行者が春日出版宇佐美彬氏より、工学図書株式会社へ、発行者自身の都合により変更され、新しく出版されることになったので、この期にのぞんで改訂増補を行ない、事情のゆるす限りの範囲で本書の正確を期したつもりである。

よって本書がさらに、ディーゼル機関設計に役立てば、非常に喜びとするところである。おわりに、本書の改訂増補について高橋賞氏、笠原洪平氏の御努力には深く感謝する。

1964年3月

大 道 寺 達

目 次

1 章 機関設計の一般	1		
1.1 機関設計の意義	1	1.5 機関出力の限界	9
1.2 設計値について	2	1.6 多気筒数小直径機関と少気筒 数大直径機関	11
1.3 各部分の適用材料と強度値に ついて	2	1.7 4サイクルおよび2サイクル 機関のピストンに関する熱負 荷	14
1.4 機関設計の順序	4	1.8 相似機関の設計	16
1.4.1 機関出力について	4	1.9 設計例題とその適用範囲	18
1.4.2 機関回転数について	6		
1.4.3 圧縮比と最高爆発圧力	7		
2 章 機関設計の最初に設定すべき諸数値	19		
2.1 指圧線図	19	計算例	25
2.1.1 圧縮始め状態 T_B, p_B	19	2.2 平均有効圧力 p_m	26
計算式	19	計算式	26
2.1.2 圧縮終り状態 T_C, p_C	20	計算例	27
計算式	20	2.3 機械効率 η_m	28
計算例	20	計算式	28
2.1.3 最高爆発圧力 p_D および等積 燃焼後温度 T_D	20	計算例	28
計算式	21	2.4 出力の算出式	28
計算例	23	計算式	28
2.1.4 等圧燃焼終り温度 T_2	23	計算例	29
計算式	23	2.5 熱効率および燃料消費率	29
計算例	24	計算式	29
2.1.5 膨張終り状態 p_E, T_E	24	計算例	30
計算式	24	2.6 容積効率, 充てん効率および 充てん空気量	30
計算例	25	2.6.1 容積効率と充てん効率	30
2.1.6 圧縮および膨張仕事	25	2.6.2 充てん空気量	32
計算式	25		

計算式.....	32	2.8	ピストン速度, ピストン加速 度, 慣性力およびストローク/ シリンダ径	34
計算例.....	32			
2.7	シリンダ数, シリンダ直径およ びシリンダの配列	32		

3 章 主運動部分の設計 39

3.1	クランク軸	39	計算例	71	
3.1.1	クランク軸径の計算	39	3.2	ピストン	76
	計算式	39	3.2.1	ピストンの設計	76
	計算例	47	a.	一般	76
3.1.2	クランク軸の強度	49	b.	中・低速機関のピストン	78
a.	中空軸	50	c.	ピストン冷却	79
b.	オーバーラップ	50	d.	ピストンの材質	79
c.	すみ肉部形状	51	3.2.2	ピストンの主要寸法	81
d.	給油孔	52	3.2.3	ピストン各部の間隙	82
3.1.3	クランク軸の材質	52	a.	ピストン側部の間隙	82
3.1.4	表面処理	52	b.	ピストンリング溝の間隙	83
a.	窒化	52	c.	ピストンピンとピストンボスとの 間隙	84
b.	高周波焼入れ	53	3.2.4	ピストン強度	84
c.	ショットピーニング	53	計算式	84	
3.1.5	クランク軸の応力の推定	53	計算例	86	
	計算式	53	3.3	ピストンピン	89
	計算例	56	3.3.1	ピストンピンの寸法	89
3.1.6	着火順序	57	3.3.2	ピストンピンの強度	89
3.1.7	クランク配置および着火順序	61	計算式	89	
3.1.8	つりあいおもり	62	計算例	90	
a.	外部つりあいを対象としたつり あいおもりの設計	63	3.3.3	ピストンピンの材質	91
b.	内部つりあいを対象としたつりあ いおもりの設計	65	3.3.4	ピストンピンの固定法	91
c.	内部つりあい力の推定とつりあ いおもり	65	3.4	ピストンリング	94
d.	つりあいおもりの取付け方法	70	3.4.1	ピストンリングの寸法	94
			3.4.2	ピストンリングの計算	94
			計算式	94	
			計算例	98	

3.4.3 リングに与える条件	100	計算式	115
a. リングの材質	100	計算例	117
b. 表面処理	101	e. 大端部	118
c. ピストンリングの形状	103	計算式	118
d. キーストンリング	104	計算例	120
e. キーストンリングの効果	105	3.6 連接棒ボルト	122
f. ピストンリングの個数	105	計算式	123
g. 圧力分布形状	106	計算例	125
h. リングからのガスの漏洩	107	3.7 クランクピン軸受	127
3.5 連接棒	108	計算式	127
3.5.1 連接棒の寸法	109	a. 軸受圧力と p_v 係数	127
a. 連接棒の長さ	109	b. クランクピンにかかる荷重特性	128
b. 連接棒小端部	109	計算例	130
計算式	110	c. クランクピン軸受間隙	133
計算例	111	d. 軸受の材質	133
c. 小端部軸受	113	3.8 はずみ車	137
計算例	114	計算式	137
d. 連接棒桿部	114	計算例	139
4 章 シリンダブロックの設計	141		
4.1 シリンダブロックの構造	141	4.3.1 シリンダライナ詳細寸法	153
4.1.1 シリンダブロック詳細寸法	141	4.3.2 シリンダライナの強度計算	154
計算例	142	a. シリンダライナ肉厚計算	154
4.2 主軸受	144	計算式	154
4.2.1 主軸受の詳細寸法	144	計算例	155
4.2.2 主軸受の軸受荷重	145	b. ピストン側圧によるシリンダライ ナ曲げ応力	156
計算例	147	計算式	156
4.2.3 軸受の摩擦仕事	148	計算例	157
計算式	148	c. シリンダライナのフランジ	157
計算例	148	計算例	158
4.2.4 主軸受冠の強度計算	148	d. シリンダライナフランジ部の曲げ 応力	158
計算式	148	計算式	158
計算例	150		
4.3 シリンダライナ	152		

計算例.....	159	計算例.....	160
e. シリンダライナの平均壁面温度.....	159	4.4 オイルパン.....	162
計算式.....	160		
5 章 シリンダヘッドの設計	163		
5.1 シリンダヘッド一般.....	163	計算例.....	169
5.1.1 シリンダヘッド詳細寸法.....	163	5.1.3 シリンダヘッドボルト.....	170
計算例.....	166	計算例.....	170
5.1.2 シリンダの曲げ応力.....	167		
6 章 吸・排気装置の設計	171		
6.1 吸・排気孔の大きさ.....	171	径.....	182
6.1.1 吸・排気孔の直径.....	171	b. タペット間隙.....	185
6.1.2 実際に採用する設計値.....	171	6.3.4 カムの設計.....	186
計算例.....	172	計算例.....	186
6.2 吸・排気弁.....	173	6.4 弁ばね.....	191
6.2.1 弁揚程.....	173	6.4.1 弁ばねの計算.....	191
a. 平面座.....	173	計算式.....	191
b. 円すい座 $\theta=45^\circ$	173	計算例.....	192
c. 円すい座 $\theta=30^\circ$	173	6.4.2 実際に設計する場合の条件.....	192
6.2.2 実際に与える設計値.....	174	a. 弁ばね荷重.....	192
6.2.3 吸・排気弁開閉時期.....	175	b. 弁ばねの応力.....	193
6.3 吸・排気カム.....	176	6.4.3 弁ばねのサージング.....	196
6.3.1 カムの種類.....	176	a. 弁揚程曲線のハーモニック解析.....	197
6.3.2 カムに関する基本的計算.....	176	b. サージング付加応力の計算.....	198
計算式.....	176	計算式.....	198
6.3.3 実際の設計に関する条件.....	182	計算例.....	200
a. 基礎円直径, ローラ直径, 頂円半			
7 章 調時歯車(タイミングギヤ)の設計	203		
7.1 各種補機駆動用歯車の馬力配		7.2 歯車配列.....	205
分.....	203	7.3 クランク軸歯車.....	206
計算式.....	203	7.3.1 クランク軸歯車.....	206
計算例.....	204	計算例.....	207

5	目	次
7.3.2	カム軸, 中間軸歯車.....	208
	計算式.....	208
	計算例.....	208
7.4	歯車各部の寸法割合.....	209
7.5	歯の強度.....	210
	計算式.....	210
	計算例.....	213
7.6	かさ歯車.....	214
7.6.1	かさ歯車のピッチ円すい角と 回転数に関する計算式.....	215
7.6.2	かさ歯車, 各部寸法計算式.....	216
	計算式.....	217
7.6.3	かさ歯車の強度計算.....	218
	計算式.....	218
	計算例.....	220
8 章	燃焼室の設計.....	223
8.1	開放燃焼室 (直接噴射式).....	223
	計算式.....	224
	計算例.....	226
8.2	予燃焼室.....	227
	計算式.....	228
8.3	渦流燃焼室.....	232
	計算式.....	233
	計算例.....	234
9 章	燃料噴射ポンプおよび燃料噴射弁の設計.....	235
9.1	ポンププランジャ径 d_p に関 する計算.....	235
	計算式.....	235
	計算例.....	237
9.2	ノズル口径最小必要面積 f_n に関する計算.....	238
	計算式.....	238
	計算例.....	239
10 章	冷却装置の設計.....	242
10.1	ディーゼル機関の熱平衡.....	242
10.2	冷却熱量および水ポンプ必 要量.....	242
	計算式.....	242
	計算例.....	244
10.3	水ポンプの計画.....	245
10.4	潤滑油冷却器.....	246
	計算式.....	246
	計算例.....	247
11 章	潤滑系統の設計.....	250
11.1	歯車ポンプ.....	251
	計算式.....	251
a.	回転数.....	251
b.	理論吐出量.....	251
c.	歯数.....	252
	計算例.....	253

d. 潤滑油圧力調整弁および安全弁	253	f. 潤滑油圧安全装置	255
e. 潤滑油ろ過器	253		
12 章 吸・排気管の設計	256		
12.1 吸気管	256	12.2 排気管	259
計算式	256	計算式	259
計算例	257	計算例	260
13 章 消音器の設計	262		
a. 排気音周波の計算	262	b. 膨張空洞型消音器の計算	263
計算式	262	計算式	263
計算例	263	計算例	264
14 章 過給装置の設計	266		
14.1 過給機関の指圧線図	266	14.3 排気管の群分	272
14.2 平均有効圧と必要空気量の 計算式	268	14.4 ルーツ過給	273
14.2.1 必要な給気圧力	268	14.4.1 ルーツ過給に要する仕事、 温度上昇および断熱効率	274
14.2.2 計算値	269	14.4.2 ルーツ回転子の送風量	275
14.2.3 必要給気量の計算式	270	14.4.3 ルーツ過給機の特性和実例	275
14.2.4 計算値	270		

付図 例題機関組立図

付表 各国ディーゼル機関諸元表

執 筆 者

大 道 寺 達	高 橋 賞
高 木 実	川 合 脩

1 章 機関設計の一般

1. 1 機関設計の意義

一般に内燃機関を実際に設計するということは、いたずらに難解な理論式を操作したり、また理論的な厳密解を追求して、これを設計に役立てるということだけで、満足されるものではない。またこれらの値を基礎としなければ設計ができないということではない。それよりむしろ、きわめて簡単な計算式を自由自在に活用したほうが、機関全体として、バランスのとれたものが設計され、かえって目的を達することがある。なぜならば、解明された理論式や数学的な厳密解は、必ず若干の仮定をあたえて、しかるのちに求められたものであって、理論式を解くためにあたえた仮定が、実際の場合に必ず適合するとはいいきれぬことがある。よってこれら理論的な値を仮に設計に利用したとしても、それは機関全体について、きわめて限られた一部分だけの適用にすぎない場合がある。ゆえに一部分だけ厳密値に基づいて設計しても、それは一部分だけが一つの正確度を満足したというだけで、機関全体に関する設計の厳密さが増加したとはいいきれぬものである。特に内燃機関の設計では、使用材料、その強度、荷重の種類、部品の形状、運動状態のほか、熱的な、また水力学的な問題があり、さらに潤滑作用、冷却作用、化学的現象などを、熱力学的現象と組合せて、機構学的な考察のもとに行なわねばならぬものであって、さらに多くの因子が、単独では存在せず、複合されていることも考えなくてはならぬものであろう。したがって、内燃機関の一部だけ、ある厳密さをもって、定量的に解決されたといっても、これが設計全体を左右するものでなければ、その厳密性は狭い範囲のみに限定される。ゆえに内燃機関の設計では、現在でも、ある程度の経験を必要とすることはやむをえないと考えられよう。

すなわち、内燃機関設計の本質的な内容は、実際的な実用設計であって、これは生産という立場をはなれることができないものである。したがって、内燃機関を構成する部品の寸法を決めること（もちろんその部品の材料は形状寸法を決めると自動的に決まってくる）は、その部品による各部分の機構を考え、この具体化が、工作程度、関係寸法の指示（嵌合程度）をあたえた図面によって表現され、この図面には、設計者の意志・思想が言葉で説明されることなく表現され、さらにこれはだれからも容易に了解され

るべきものでなければならない。かくして性能的にも、機構的にも満足されうる内燃機関設計がなされるものである。

1.2 設計値について

内燃機関を構成せんとする各部品が、図面によって表現されるためには、各部の詳細なる寸法が決定されねばならない。寸法・寸度によって部品の形状が空間に存在しうることとなる。さらにこの寸法的に空間において決定された部品は、それがいかなる材料で形成されるか指示されるべきものでなければならない。よって、部品の寸法値は、理論式からみちびかれたものか、あるいは経験のみによって求めたものかいずれかに属していなければならない。現在稼動している内燃機関構成部品は、多くの場合、いずれに準拠しているか、しいて分類してみよう。

ピストン ピン、連接棒、カム軸、カム、クランク軸、歯車、弁ばね、などの主要運動部分の部品は、かなり体系づけられた理論式による理論的計算値が、設計値となって、部品の主要なる形状寸度を決定している。一方、シリンダヘッド、クランクケース、シリンダ、ピストンなど、ほかに水ポンプ、油ポンプなどの容量、燃焼室にあたえる寸法などは、経験値によるものが多い。

1.3 各部分の適用材料と強度値について

ディーゼル機関を構成する各部分品に採用されている材料ならびに抗張力、硬度などは次のとおり、表 1・1 に示される。

表 1・1 適用材料表

名 称	記 号	引 張 強 さ kg/mm ²	硬 度	適 用 部 品 名
ね ず み 鋳 鉄 品	3 種	24 以上 (肉厚 4~8mm)	255 H _B	フライホイール、小物部品、 ギヤケース、吸・排気管
		22 以上 (肉厚 8~15mm)	235 "	
		20 以上 (肉厚 15~30mm)	223 "	
		17 以上 (肉厚 30~50mm)	217 "	
	4 種	28 以上 (肉厚 4~8mm)	269 "	クランク室、台床、シリン ダブロック、吸・排気管、
		26 以上 (肉厚 8~15mm)	248 "	

名 称	記 号	引 張 強 さ kg/mm ²	硬 度	適 用 部 品 名
	5 種	25 以上 (肉厚15~30mm)	241 H _B	油ポンプケース, 高压容器
		22 以上 (肉厚30~50mm)	229 "	
		31 以上 (肉厚8~15mm)	269 "	
		30 以上 (肉厚15~30mm)	262 "	ピストン, シリンダライナ, シリンダヘッド, ピストン リング
		27 以上 (肉厚30~50mm)	248 "	
特 殊 鋳 鉄				ピストン, シリンダライナ, シリンダヘッド, ピストン リング
一般構造用 圧延鋼材	2 種	S S 41 B (棒 鋼)	41-50	座金, 一般部品, 挽出部品, ボルト, ナット
		S S 41 P (鋼 板)	41-50	同 上 溶 接 部 品
機 械 構 造 用 炭 素 鋼	6 種	S 35 C	52 以上	調 質 H _S = 33-36 水焼入 H _S = 50 カ ム 軸
			58 以上	
	8 種	S 45 C	58 以上	調 質 H _S = 33-35 油焼入 H _S = 50 水 " H _S = 70 主要ボルト (クランクピン 裏金, 主軸受, シリンダ, シリンダヘッド) ローラ, 当金
			70 以上	
	22 種	S 15 C K	50 以上	油焼入 H _S = 65-70 水 " H _S = 75-85 肌焼入 (浸炭用), ピストン ピン, カム, スラストカラー
炭 素 鋼 品 炭 鍛 鋼 品	4 種	S F 50	50-58	クランク軸, 接合棒, 歯車, カム軸, 各種軸受, 支柱ボ ルト, クランクピン裏金, 主軸受ボルト
	5 種	S F 55	55-63	
ビ ア ノ 線	B 種	S W P B		6φ 以下のばね
	V 種	S W P V		弁 ば ね
ニ ッ ケ ル ク ロ ム 鋼	3 種	S N C 3	95 以上	焼 入 H _S = 65-70 クランク軸
	22 種	S N C 22	100 以上	油焼入 H _S = 70-75 水 " H _S = 75-80 歯 車
ク ロ ム モ リ ブ デ ン 鋼	3 種	S C M 3	95 以上	調 質 H _S = 38-40 クランク軸
	22 種	S C M 22	95 以上	水焼入 H _S = 70-80 歯車, 軸類
ス テ ン レ ス 鋼	3 種	S U S 3	75 以上	起動弁, シリンダ安全弁
	5 種	S U S 5	60 以上	予燃焼室, 水ポンプ軸
耐 熱 鋼	3 種	S E H 3	95 以上	吸・排気弁 (無過給)
	4 種	S E H 4	75 以上	高速および過給用吸・排気 弁
合金工具鋼	S 3 種	S K S 3		油焼入 H _S = 80 以上 ノズル, チップ, 弁座, 燃 料ポンプ, プランジャ
ば ね 鋼	6 種	S U P 6	140 以上	6φ 以上のばね
	8 種	S U P 8	150 以上	油焼入 H _S = 70-80 弁ばね (オイルテンバば ね), 燃料ポンプばね, 燃料 弁用ばね