

내연기관 실린더 헤드 가스켓의 밀봉에 관한 조사(2)

Review of the Sealing on the Cylinder Head Gasket in the Internal Combustion Engine (2)

오 성 환
Oh Sung Hwan

6. 헤드 가스켓과 엔진구조의 관계

헤드 가스켓에 관련하는 엔진구조는 서로 밀접한 관계를 가지고 있으나 다음 4 요소로 대별할 수 있다.

- (1) 적절한 압력분포 및 헤드 볼트 체결력이 확실히 유지될 수 있는 구조
- (2) 열팽창, 진동등이 밀봉에 큰 영향을 미치지 않는 구조
- (3) Deck면의 표면조도, 기복등이 허용범위내에 있을 구조
- (4) 밀봉폭을 충분히 취할 수 있는 구조

지금까지 서술한 바와같이 가스켓 면압이 균일하면 헤드볼트의 체결력이 작아도 되므로 엔진 각 부에 여분의 변형을 주지 않아도 된다.

이를 위해 설계자는 실린더 블록등의 강도, 강성에 대해서 검토를 거듭할 필요가 있으나 볼트등의 규격품과는 달라 요구에 의해 여러가지 재질, 구조를 선택하는 체계적인 계산법이라고 하는 것은 없다. 최근 컴퓨터의 현저한 발달로 유한요소법의 시도가 행하여 지고 있으나 실린더 블록, 헤드와 같이 3차원 구조물은 너무 복잡하기 때문에 오로지 과거 엔진의 모방 혹은 실패 예로부터 배운 경험에 의지하고 있는 실정이다.

이하는 헤드 가스켓의 밀봉을 유리하게 하거나 또는 불리하게 하는 엔진구조에 대해서 설명한다.

(1) 실린더 볼트의 위치(그림 18)

볼트의 갯수 부족이나 부등간격, 실린더 중심으로 부터의 간격은 헤드를 굽혀서 실린더의 변형을 발생시킨다. 그림18과 같이 체결볼트는 실린더 보아를 중심으로 해서 균등하게 배열하여 볼트 중심을 잇는 선이 실린더내에 들어 오지 않도록 한다.

(2) 실린더 헤드의 변형과 볼트 갯수(그림 19)

같은 면압 분포의 경우 볼트 갯수를 많게 해서 1개당의 체결 축력을 적게 하는 쪽이 실린더 헤드의 변형이 적다. 특히 강성이 낮은 헤드일 수록 이 경향이 강하다.

(3) 볼트의 힘 작용선 외측에 있는 수, 유 통로(그림 20)

체결볼트의 힘 작용선 외측에 수, 유 통로가 있는 구조의 엔진은 면압을 충분히 가질 수 없고, 누유가 발생하기 쉽다. 또 강성도 약해지기 때문에 피스톤 운동 방향이 변동해서 그 부분의 가스켓은 연구 변형이 되기 쉬운 경향이 있다.

(4) 실린더 헤드의 변체결 영향(그림 21)

Push Rod가 있는 엔진에서는 실린더 헤드에 Push Rod가 통하는 구멍이 있기 때문에 그림 21과 같이 실린더를 중심으로 해서 좌우의 면적이 달라 편체결되는 경향이 있다. 볼트의 위치, 갯수등을 고려해서 수정할 필요가 있다.

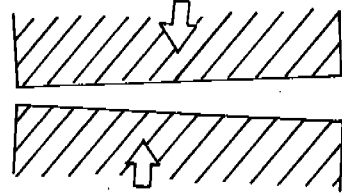
(5) 체인 케이스(Chain Case)가 크랭크 케이스와

별도로 된 구조(그림 22)

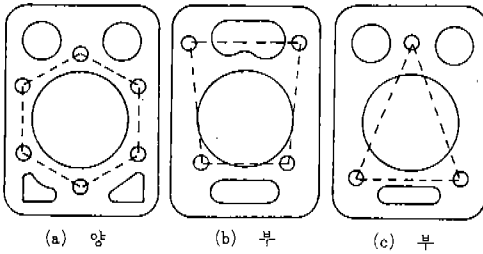
OHC 엔진에서는 타이밍 기어 케이스 부분이 크랭크 케이스와 별도로 되어 있는 경우가 많으나 이 부분에 단차가 있으면 오일 누유가 발생한다.

적어도 0.2mm이내에 들어올 필요가 있다.

A (실린더 헤드 중심)



B (체인력 지점)



(a) 양 (b) 부 (c) 부

그림 18. 헤드볼트 체결위치, 갯수의 양부

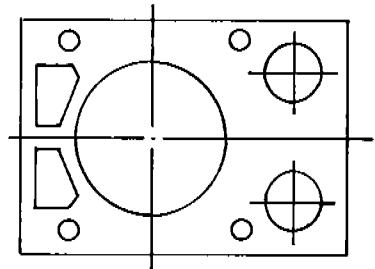
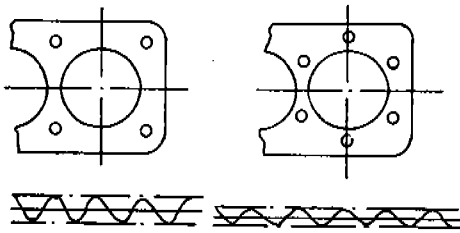


그림 21. 편체결되기 쉬운 실린더 헤드



(a) 4개 볼트 경우 (b) 6개 볼트 경우

그림 19. 실린더 헤드의 변형율과 볼트 갯수의 관계

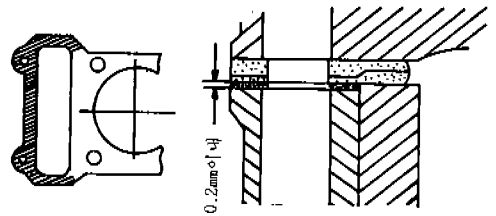
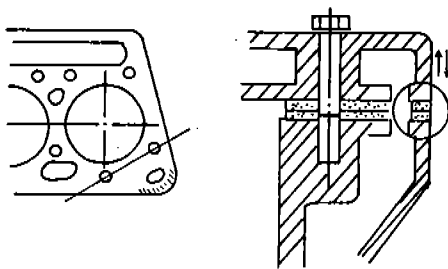


그림 22. 크랭크 케이스와 단차가 있는 체인 케이스부



(a) 작용선보다 외측에 있는 수·유통로 (b) 강성이 약해 피스톤 방향으로 움직이기 쉽다.

그림 20. 볼트의 작용선보다 외측에 수·유통로가 있는 구조

(6) 동일 헤드에서 실린더부가 별도로인 엔진 구조 (그림 23)

이같은 구조의 엔진은 가스켓과 실린더 치수 등의 분포때문에 실린더 상면이 경사지거나 단차가 생긴다거나 해서 밀봉이 어렵다.

(7) 헤드 볼트 구멍부의 강성(그림 24)

헤드 가스켓부에 충분한 면압을 주기 위해서는 체결 볼트 구멍부에 강성이 필요하다. 강성이 있는 구조에 대해서 그림 25에 표시한다.

(8) 헤드 볼트 구멍구조에 의한 응력분포(그림 25)

그림 25와 같이 나사부의 크기가 같아도 체결 시 실린더 블록의 응력분포는 (a)와 (b)가 배

우 다르므로 자기파기를 넣는 것이 효과가 있다. 또 (a)와 같은 구조에서는 몇번 체결하면 상부가 볼록 튀어나와 체결에 지장을 초래하

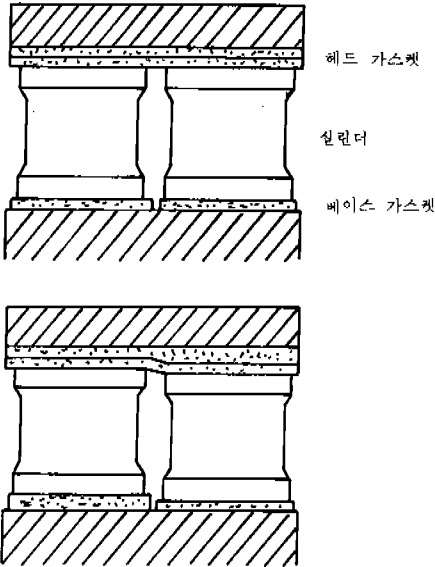


그림 23. 동일헤드에서 실린더가 별도인 엔진구조

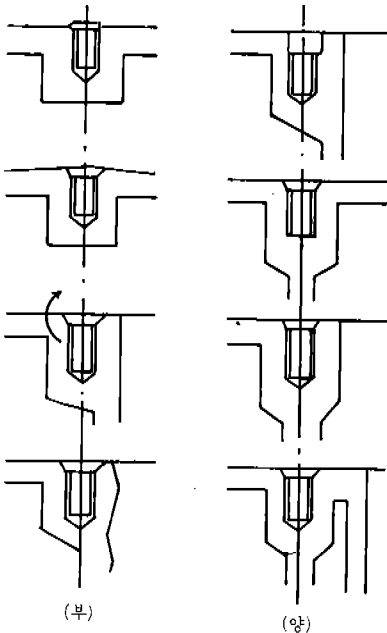


그림 24. 볼트 구멍의 예

는 수가 있다.

- (9) 헤드볼트의 길이가 극단적으로 다른 구조 (그림 26)

헤드볼트의 길이가 짧은 경우에는 축력의 저하가 현저하다. 그림 26과 같이 길이가 다른 체결볼트를 사용하면 압력분포가 악화되어 밀봉에 악영향을 미친다. 대책으로는 볼트 길이 조정 Collar를 이용하여 동일 길이의 볼트를 사용하는 것이 좋다.

- (10) 1개의 헤드볼트로 여러개의 가스켓을 체결하는 구조 (그림 27)
- 가스켓은 유기재가 많기 때문에 열에 의한 영구변형이 크다. 따라서 1개의 볼트로 여러개의 가스켓을 체결하는 것과 같은 구조는 바람직하지 않다.
- (11) 실린더 보아 사이가 극단적으로 접근해 있는 구조 (그림 28)

그림 28과 같이 실린더 보아 사이가 극단적으로 좁을 경우 밀봉폭이 작고 또 그 부분의 방열이 나쁘기 때문에 가스켓 온도가 상승해서 영구변형을 촉진시켜 가스켓 누유가 발생하기 쉽게 된다.

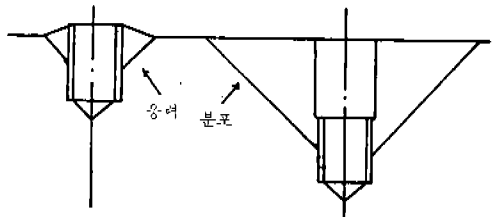
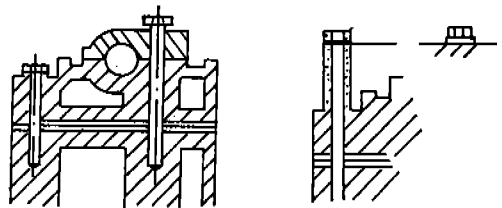


그림 25. 볼트 구멍구조에 대한 응력분포



(a) 길이가 극단적으로 다른 체결 볼트
(b) 볼트길이 조정칼라 이용한 경우

그림 26. 헤드볼트 길이가 극단적으로 다른 예와 그의 대책

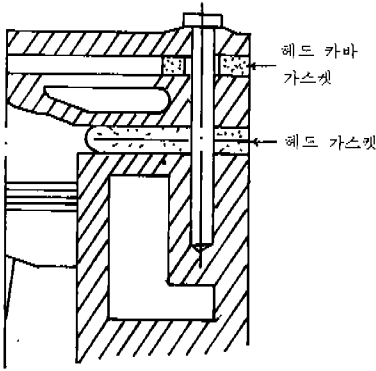


그림 27. 1 개의 볼트로 여러개의 가스켓을 체결하는 예

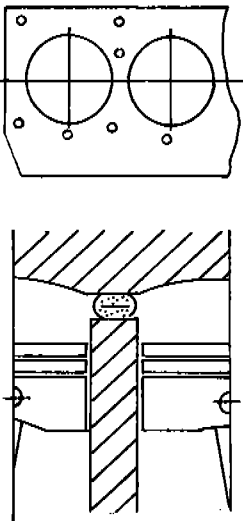


그림 28. 실린더 보아 사이가 극단적으로 접근한 경우

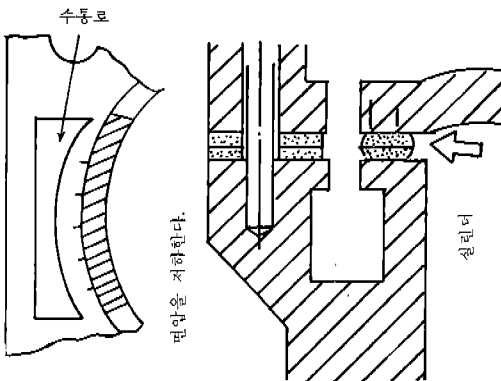


그림 29. 실린더에 수동로가 접근한 경우

(12) 실린더에 수동로가 접근해 있는 구조(그림 29) 이같은 구조에서는 연소실의 밀봉폭이 좁게 되어 면압이 저하한다. 연질 가스켓의 경우 수동로 방향으로 압출되어 파손되는 수가 있다.

7. 유지 (Maintenance) 와 헤드볼트 축력 관리

실린더 헤드와 블록사이에 있는 가스켓은 만드는 기술도 중요하지만 밀봉을 유지하는 기술도 중요하다.

그림 30은 경과시간에 헤드 가스켓의 면압 저하의 실험 예이다.

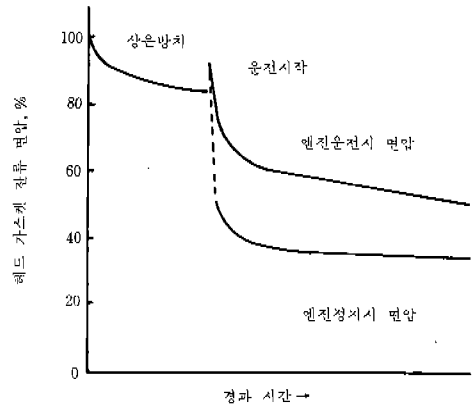


그림 30. 엔진 운전시의 헤드 가스켓 면압 저하 상태

이것에서 알수 있듯이 헤드 가스켓의 면압은 운전시작후 급격히 저하하고 그 후도 서서히 저하를 계속한다. 특히 재료에 냉각제등이 침투되는 경우에는 이 경향이 강하다는 것을 그림 31에서 알수 있다. 헤드 가스켓이 정상적인 밀봉을 유지하는때는 다음과 같은 방법이 있다.

- (1) 초기에 충분한 면압을 주어서 면압 저하가 일어나더라도 밀봉기능을 유지하도록 한다.
- (2) 도중에 한번더 체결(증체)를 행하여 면압을 회복시킨다.
- (3) 초기에 충격면압을 주어 한번 변형을 시킨 다음 재 체결을 행한다.
- (4) 가스켓 재질로 크리프가 적은 것을 사용한다.
- (5) 실린더 헤드, 블록, 볼트등의 구조, 온도, 환경

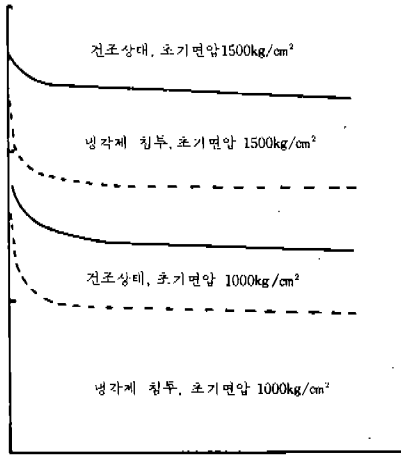


그림31. 경과시간에 대한 면압 저하(상온 가압시)

을 충분히 주어 크리프가 적은 실험체를 행한다.

여기에서 가스켓 면압을 저하시키는 요인에 대해서 생각해 보면,

- (1) 실린더 헤드면의 온도, 면압이 높아 재료의 크리프를 촉진시키는 경우

그림32에 온도와 면압이 가스켓의 크리프에

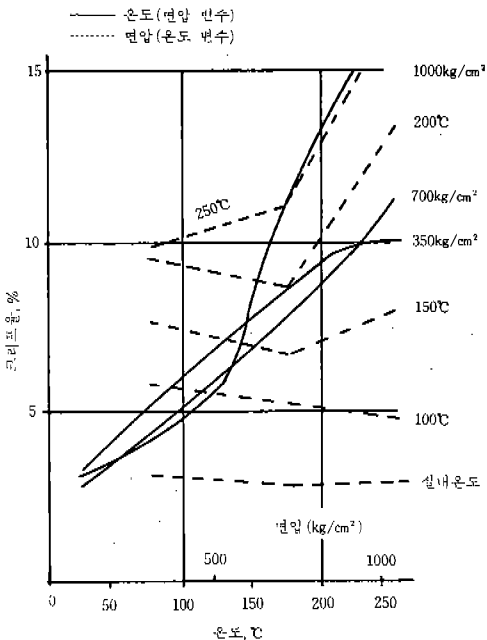


그림32. 온도와 면압이 크리프에 미치는 영향(1)

미치는 영향을 나타냈다. 여기서 알 수 있듯이 온도의 영향은 현저하나 면압에 대해서는 확실하지 않다. 그것을 크리프율을 변수로 해서 고쳐 그린 것이 그림33이다. 이 그림에서 말할 수 있는 것은 비교적 저온의 경우에는 면압의 영향이 거의 없고 접면 온도가 150°C 이상을 넘을 경우부터 영향이 있게 된다. 이를 볼때 면압의 영향은 적은 편이라고 할 수 있다.

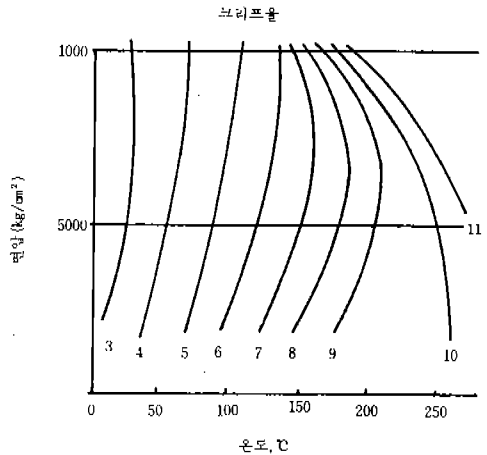


그림33. 온도와 면압이 크리프에 미치는 영향(2)

- (2) 가스켓 재료가 크리프를 일으키기 쉬운 경우, 또는 필요이상으로 두께가 두꺼울 경우.

접면의 거칠기나 기복이 심한 경우에는 표면에 융합되기 쉬운 연질 재료를 사용하거나 같은 재료라도 두께를 두껍게 하지 않으면 안된다. 이러한 경우에는 재료의 크리프가 진행하여 면압이 저하하는 경향이 있다. 그림34에서 재료에 의한 크리프율을 나타냈다.

- (3) 헤드볼트가 굵고 짧은 경우(스프링 정수가 큰 경우)

헤드볼트가 굵고 짧은 경우에는 스프링 정수가 크게되어 약간의 가스켓 두께 감소에도 대폭 볼트 축력이 저하한다. 그림35는 이 영향을 나타내고 있다. 가능하면 가늘고 긴 볼트, 혹은 경우에 따라서 볼트 머리 하부에 라운딩을 주어 스프링 정수가 작게 되어 면압 저하를 어렵게 할 수 있다.

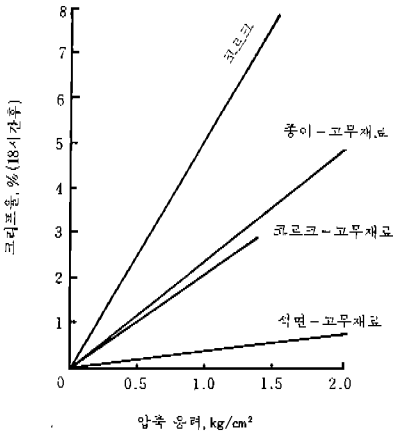


그림34. 재료에 의한 크리프 진행 상태

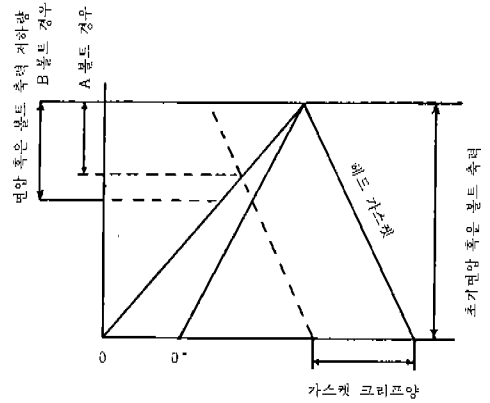


그림35. 체결 볼트 스프링 정수에 의한 면압 저하 양차

(4) 엔진구조가 부적합한 경우

그림27-29에서 서술한 것과 같이 극단적으로 밀봉폭이 좁은 경우 온도 분포가 나쁘고 부분적으로 고온부가 있는 경우 1개의 볼트로서 여러개의 가스켓을 체결하는 경우등은 면압 저하가 일어나기 쉬운 상황이다.

- (5) 조기의 헤드볼트 체결이 불량이고 실제로 충분한 면압이 주어지지 않았던 경우. 헤드볼트 체결시 불량 원인의 대부분은 나사

부 및 볼트 머리부와 자리면 사이의 마찰 계수가 너무 큰 것에 기인한다. 일반적으로 헤드볼트 체결은 조임 토크(Torque)로써 관리하고 있으나 이 방법으로는 나사부의 윤활 상태, 자리면의 표면상태, 체결방법에 의해서 넓은 범위로 분포되어 진다. 이 범위의 폭을 나타내는 것이 체결계수로써 그 최대와 최소의 비를 취하고 있다. 표 4에서 여러가지 경우의 체결계수를 나타냈다. 이 표로부터 체결

표 4. 각종 상태에서의 체결 계수

체결계수	체 결 방 법	표 면 상 태		윤활상태
		볼 트	너 트	
1.25	토오크 렌치	Mn 인산염	무 처리	윤활유
1.4	토오크 렌치	무 처리	혹은	혹은 MoS 2 Pest
	토오크 제한부착 렌치	혹은	인산염	
1.6	충격 렌치	인산염		전 부
	볼트 신장 측정	전 부	전 부	
1.8	토오크 렌치	무처리	무 처리	무 윤활
	토오크 제한부착 렌치	혹은 인산염		
2	충격 드라이버	Zn 혹은 Cd	무 처리	윤활유
	동력 드라이버	Zn 피막	Zn 피막	혹은
		Cd 피막	Cd 피막	무 윤활
	너트 회전각법	전 부	전 부	전 부
3	손으로 체결			

력의 산포를 추정할 수 있다. 이 체결 계수를 크게하는 요소가 마찰계수로서 표5에서 여러 가지 표면상태, 윤활상태에 있어서의 마찰계수를 나타내고 있다. 이로부터 Cd피막, MoS₂ Pest의 효과가 현저한 것을 알수 있다.

현재 헤드 가스켓의 유지는 대개에 있어서 위에서 서술한 면압 및 헤드볼트 축력을 유지하는 것이라고 생각해도 좋다. 가장 대표적인 방법은 도중에서 적당한 체결을 행하여 면압을 회복시키는 것으로서 일반적으로 실시되어 지고 있다.

그림36에 그 경우 헤드 가스켓의 면압 상황을 나타냈다.

이중(a)와 같이 현장(line)에서 증체하는 방법은 그 후의 유지가 필요없는 장점이 있지만, (b)와 같이 시장에서 증체하는 방법과 비교해서 약

간 효과가 적은 단점이 있다.

시장에서 증체하는 방법은 더욱이 정기 점검마다 실시하면 완벽하나 실제로는 1-3회 행하면 그 이상은 필요가 없다. 단 이 방법은 수요자들의 손에 맡겨 지기 때문에 경비가 들고 불확실, 귀찮음등의 단점이 있다. 처음에 충분한 면압을 유지하면 면압이 저하해도 밀봉기능이 문제되지 않게 해 놓는 것은 취급방법으로서는 이상적이나 필요이상으로 엔진 각부에 응력을 가해서 실린더 헤드, 볼복등에 변형을 줄 우려가 있다.

초기에 충격으로서 면압을 주어 일단 변형을 주고서 행하는 방법은 일종의 증체이나 현장(line)에서 비교적 용이하게 할수 있는 장점이 있다. 그림37에서 보는 바와 같이 효과도 상당히

표 5. 볼트 자리면간의 마찰 계수

표 면 상 태		윤 활 상 태		
볼 트	너 트	무 윤 활	윤 활 유	MoS ₂ Pest
무처리	무 처리	0.14-0.18	0.14-0.17	0.10-0.12
Mn 인산염		0.14-0.18	0.14-0.15	0.10-0.11
Zn 인산염		0.14-0.21	0.14-0.17	0.10-0.12
Zn 피막(8μ두께)		0.125-0.18	0.125-0.17	-
Cd 피막(8μ두께)		0.08-0.12	0.08-0.12	-
Zn 피막(8μ두께)	Zn피막(8μ두께)	0.125-0.17	0.14-0.19	-
Cd 피막(8μ두께)	Cd피막(8μ두께)	0.08-0.12	0.10-0.15	-

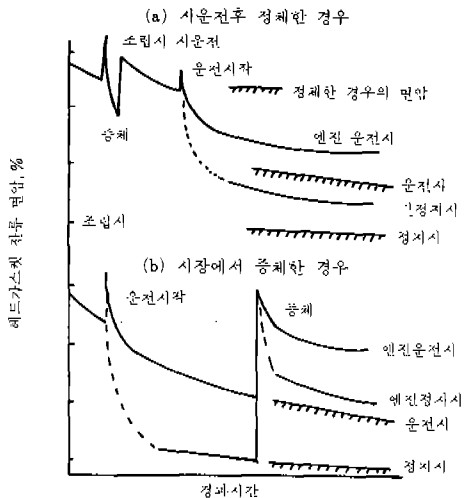


그림36. 증체한 경우 헤드가스켓의 면압상태

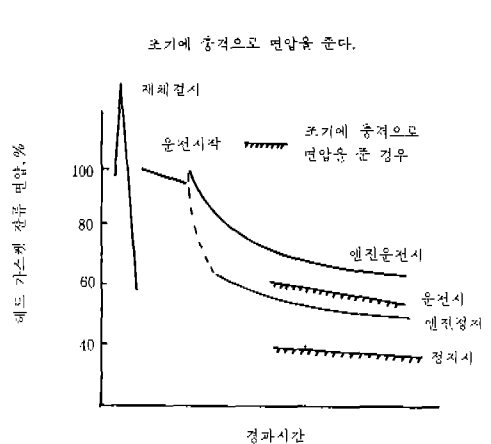


그림37. 초기에 충격으로 면압을 주어 재체결을 행한 경우

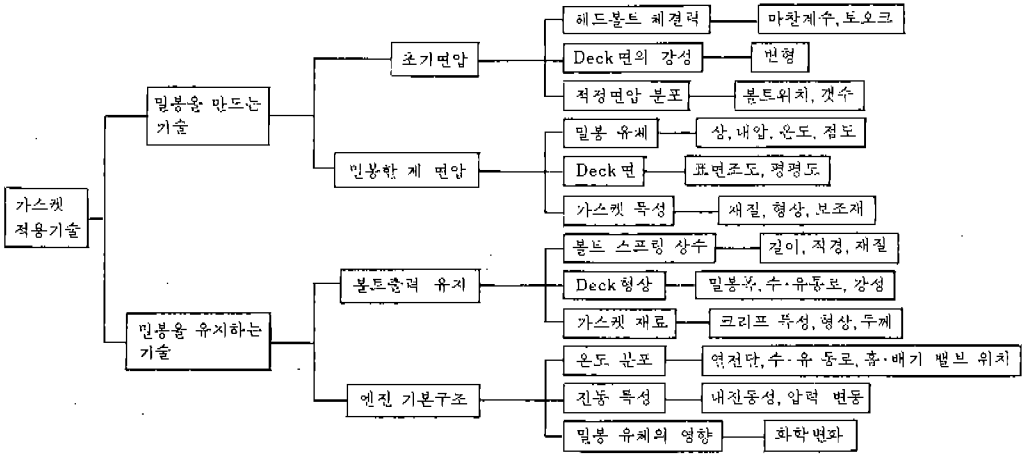


그림38. 헤드 가스켓의 적용기술

있다고 생각해도 좋다.

이상에서 서술한 것을 토대로 해서 가스켓 적용기술을 도표로 만들어 보면 그림38과 같다.

8. 헤드 가스켓 설계

(1) 기초조사 철저

지금까지의 밀봉 관계 요소를 잘 조사해서 가스켓 설계에 반영시킨다.

(2) 엔진과의 적합성 검토

가스켓을 체결할때 엔진에 적절하게 설치될 수 있는가 또는 각 밀봉부의 밀봉은 충분한가 등을 정적 시험에 의해 충분히 검토한다.

(3) 실용시험으로 내구성 확인

실제로 엔진시장에서 사용되어 지고 있는 조건과 같이 해서 시험을 행하여 내구성을 확인한다.

그림39는 전술의 요지로 해서 개봉도를 그린 예이다. 이에 의해서 설계한 가스켓은 상당한 신뢰성을 가질 수 있다.

9. 맺는말

헤드 가스켓 밀봉 환경 악화로 인해 가스켓 설계는 복잡 다양해지고 있다는 것을 보았다. 그것은 엔진의 밀봉 조건이 모두 다르기 때문이며 그

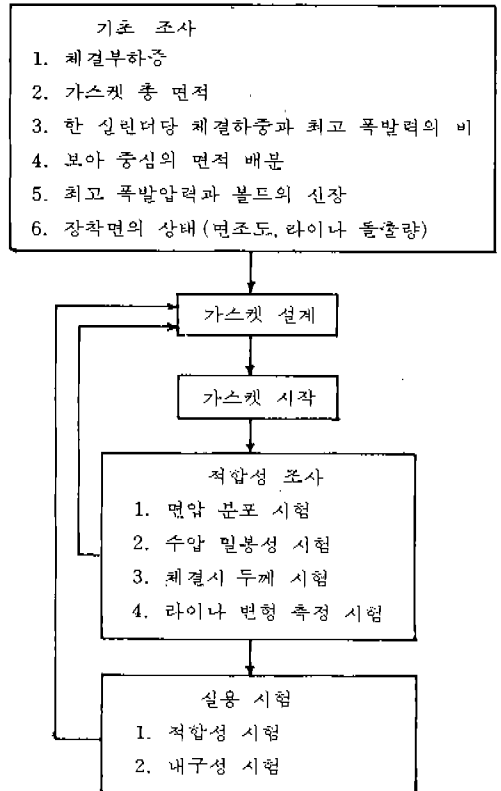


그림39. 가스켓 설계과정

에 대처하여 가스켓 설계에서 충분한 검토가 이루어져 종류의 선택, 구조등에 있어 광범위하게 걸쳐 고려할 필요가 있다. 밀봉에 대한 엔진 고

성능화, 경량화의 대응은 가스켓 설계 단계에서 충분한 검토를 할 필요가 있다.

참 고 문 헌

1. 宇田川恒和, 最近の自動車用 エンジンのヘッドガスケットシーリング, 自動車技術, Vol. 35, No. 2, 1981.
2. 星滿, 藤吉晃男, 内燃機關のシーリング 入門, 内燃機關, Vol. 18, 1-6, 1979.
3. Paul M. Tensor, Computer-Aided Design and Load Analysis of a Cylinder Head Gasket, SAE Paper, 800071
4. Daniel E. Czernik, Gasketing the Internal Combustion Engine, SAE Paper, 800073
5. Robert J. Finkelston, The Effect of Bolt Tightening Characteristics and Gasket Properties on Cylinder Head Gasketing, SAE Paper, 810363
6. C. M. Lindeman and R. D. Andrew, Fibers for Consideration in Non-Asbestos, High Performance Gasket Materials, SAE Paper 810364
7. Daniel E. Czernik, Recent Developments and New Approaches in Mechanical and Chemical Gasketing, SAE Paper, 810367
8. 岩浪繁藏, 近森徳重, 藤島則夫, パツキノとシールの設計, オーム社, 昭和39年