ジャッキアップリグの脚固定装置用 ラック歯の接触部強度

正員 渡 辺 喜 保* 正員 吉 田 宏一郎**

Strength of Contact Part of Rack Tooth for Leg Fixing Device of Juckup Rigs

by Yoshiyasu Watanabe, *Member* Koichiro Yoshida, *Member*

Summary

The rack teeth of a leg fixing device, which is indispensable for a jackup rig to operate in harsh environment, such as the North Sea, take severe load and the Hertz contact pressure of the contact part exceeds the yield point of the material. In this case, plastic deformation of the contact part gives favorable effect on the distribution of load among mutually contacting several pairs of rack teeth. Accordingly, it is very important to study on the strength of contact part of rack tooth for static and cyclic loading.

In this paper, static tests and cyclic contact tests on scale models of rack tooth contact part are performed. Then three kinds of analyses (3-dimensional, plane stress and plane strain analysis) are performed on the static contact model by using the finite element method for elasto-plastic contact problem. Following conclusions are obtained from a comparison between the results obtained from the calculation and the static test as well as from the results of the cyclic contact test.

(1) Comparing the calculated results of three kinds of analyses by the finite element method, it is made clear that the effect of the stress in the direction of plate thickness on the stress and strain distributions on the contact area is predominant.

(2) From the comparison between calculations and experiment concerning strain, maximum displacement, residual displacement and contact width, it is shown that the results of the 3-dimensional analysis correlates quite well with the experiment ones.

(3) From the results of the 3-dimensional calculations on the contact model with various thickness of the plate, it is found that the feature of the transition from plane stress state to plane strain state is made clear.

(4) Cyclic contact test up to 2×10^4 cycles shows the characteristic of the behavior of displacement and strain of the models. It is clarified that there will be no problem as for the strength of the contact part even under such high contact pressure σ_H equal to Brinell Hardness H_B as $\sigma_H/H_B=1.0$.

1 はじめに

近年、ジャッキアップリグの稼動域が、北海および北極海周辺などのより深くかつ荒い海域に拡大しつつある。これにともなう波力および風力の増大により、ジャッキアップリグは、レグおよびハルを固着する脚固定装置の装着が不可欠となってきた。

ジャッキアップリグの脚固定装置は互いにかみあう複数組のラック歯を通じて大荷重が伝達されるため、接触部の Hertz の接触圧力は材料の降伏応力を越える場合

が一般的である。この際、接触部に発生する塑性変形は互いにかみあう複数組の歯の弾性状態での不均一な荷重分布をより均一化させ、最大荷重をうける歯の静的強度および歯元疲労強度に好ましい影響を与える。このため、静的および繰返し载荷に対し塑性変形をうける接触部の強度を精度よく求めることは設計上重要となってくる。

接触部の強度に関する研究は数多くなされているが、ここでは本論文と関連の深い研究の概要を述べる。

松本ら^{1),2)}は、材料強度と接触部形状の異なる数種類の模型について静的圧縮試験を行い、水門とびら用ローラ・レールの接触面の設計面圧を検討し、塑性変形量を

* 三井海洋開発(株) システムエンジニアリング部

** 東京大学工学部船舶工学科

推定する実験式を示している。また、ローラのころがり接触試験を行い、接触部の塑性変形、硬さ変化等を検討している。

藤原³⁾は、ローラのころがり接触試験を行い、ローラの塑性変形に対する面圧、ローラ幅および硬さの影響を検討し、塑性変形量を推定する実験式を示している。

Merwin⁴⁾は、ローラのころがり接触を弾塑性問題として解析的に扱い、ローラのころがり方向に接触部が変形することを示している。また、Hamilton⁵⁾は実験的にこの変形挙動を示している。

Bhargava^{6),7)}らは、Hertz の弾性接触圧力の作用位置を移動させることにより、ローラのころがり接触の平面弾塑性解析を行い、Merwin⁴⁾の解析的方法による結果と比較検討している。

本論文では、互いにかみあうラック歯の接触部の強度に注目し、ジャッキアップリグ用脚固定装置のラック歯接触部を 1/4 に縮尺した模型の静的圧縮試験結果と、有限要素法による弾塑性接触問題としての計算結果との比較検討について報告する。また、ラック歯接触部を 1/4 および 1/12 に縮尺した模型の繰返し圧縮試験結果について報告する。

2 実 験

2.1 模型の寸法形状および材料

Fig.1 および Table 1 に模型の寸法形状を示す。

模型はジャッキアップリグの脚固定装置の互いにかみあうラック歯の接触部を平面形状で 1/4 に縮尺したものの 2 体および 1/12 に縮尺したものの 9 体である。模型の接触面は鏡面に近い状態に仕上げられている。

1/4 縮尺模型は 80 kgf/mm² 級高張力鋼が使用され、脚部材の板厚は 1/4 に縮尺されており、脚固定部材の板厚は板厚の違いによる影響を除くため脚部材の板厚と同一になるように 1/4.44 に縮尺されている。これらの

Fig.1 Model for experiment

模型をAタイプと呼び、1回の繰返し載荷をうけるものを TP-A 1, 30 回の繰返し載荷をうけるものを TP-A 2 と名付ける。

1/12 縮尺模型は 2×10^4 回の繰返し載荷をうけるものでAタイプ模型と同じ材料および板厚比をもつ模型 3 体をBタイプと呼び、繰返し載荷荷重の大きいものから順に TP-B 1, TP-B 2 および TP-B 3 と名付ける。Bタイプ模型と同じ材料を使用するが、脚固定部材の板厚が脚部材のものより大きい模型（実機脚固定装置に対し、平面形状、板厚とも 1/12 縮尺）3 体をCタイプと呼び、Bタイプ模型と同様繰返し載荷荷重の大きいものから順に TP-C 1, TP-C 2 および TP-C 3 と名付ける。Bタイプ模型と同一の寸法形状を持つが脚部材の材料に軟鋼を使用した模型 3 体をDタイプと呼び、Bタイプ模型と同様繰返し載荷荷重の大きいものから順に TP-D 1, TP-D 2 および TP-D 3 と名付ける。

Table 2 に模型に使用した材料の材料試験による機械的性質を示す。

2.2 実験方法

Aタイプ模型の実験は東京大学工学部船舶工学科強度実験室で行われ、アムスラー型 100 トン試験機を使用した。

Table 1 Dimension, material and test condition of model

Model type	Model name	Dimensions (mm)								Material		Applied load (tonf)		No. of cycle
		L	H	R	t _F	t _L	a	b	Scale	F	L	Min.	Max.	
A	TP-A1	200	100	187.5	45	45	20	70	1/4	HT80	HT80	0.5	100.0	1
	TP-A2											0.5	100.0	30
B	TP-B1	66.6	33.3	62.5	15	15	7	23.3	1/12	HT80	HT80	0.1	16.5	2x10 ⁴
	TP-B2											0.1	10.5	
	TP-B3											0.1	6.0	
C	TP-C1	66.6	33.3	62.5	16.7	15	7	23.3	1/12	HT80	HT80	0.1	16.5	2x10 ⁴
	TP-C2											0.1	10.5	
	TP-C3											0.1	6.0	
D	TP-D1	66.6	33.3	62.5	15	15	7	23.3	1/12	HT80	SS41	0.1	4.7	2x10 ⁴
	TP-D2											0.1	3.0	
	TP-D3											0.1	1.7	

Note : F and L mean leg fixing member and leg member respectively.

Table 2 Mechanical properties of material

Model type	Member	Material	Yield strength (kgf/mm ²)	Tensile strength (kgf/mm ²)	Young's modulus (kgf/mm ²)	Poisson's ratio	Brinell hardness
A, B, C	F, L	HT80	80.1	86.0	21700	0.29	259
D	F	HT80	80.1	86.0	21700	0.29	259
	L	SS41	27.0	45.7	21400	0.28	132

Note : F and L mean leg fixing member and leg member respectively.

模型の上下に厚板を介し圧縮荷重を加え Ω 型リングゲージにより 1/1,000 mm 精度で相対変位を計測した。また脚部材の垂直方向に長さ 10 mm の単軸歪ゲージを貼付し、垂直方向圧縮歪を計測した。Table 1 に A タイプ模型の実験条件を示す。最大載荷荷重は Hertz の接触圧力 σ_H とブリネル硬さ H_B との比 (σ_H/H_B) が約 0.8 となるように決められている。ここで σ_H/H_B を使用したのは、規格⁹⁾における接触部の許容面圧が σ_H/H_B で与えられる場合が多いためである。また、 $\sigma_H/H_B=0.8$ は脚固定装置の許容設計面圧に近い値である。なお、TP-A1 については荷重を 10 tonf づつ増加させ変位および歪を計測し、その荷重に対応する残留変位および残留歪も最低荷重載荷時に計測した。

B, C および D タイプ模型の実験は三井造船(株)千葉研究所で行われ、MTS 25 トン疲労試験機を使用した。

A タイプ模型と同様にゲージ長さ 25 mm の MTS 伸び計により 1/1,000 mm 精度で相対変位を、2 mm の単軸歪ゲージで垂直方向圧縮歪を 2×10^4 回までの繰返し載荷に対し計測した。各模型の実験条件は Table 1 に示されている。B, C および D タイプ模型の各最大載荷荷重に対応する σ_H/H_B はそれぞれ約 1.0, 0.8 および 0.6 である。

3 有限要素法解析

著者らは前報^{9),10)}で、ジャッキアップリグの脚固定装置の互いにかみあう歯の歪分布と最終強度について摩擦のない平面歪による弾塑性接触問題としての有限要素法解析、および脚固定装置用ラック歯の歯元歪について互いにかみあう歯の摩擦を考慮した平面応力による弾塑性接触問題としての有限要素法解析を行った。最終強度について平面歪問題として解析したのは比較的板厚が厚かったこと、また塑性崩壊を扱ったことによる。また、歯元歪について平面応力問題として解析したのはラック歯模型の縮尺が平面形状に関し 1/4、板厚に関し 1/18 と板厚が比較的薄かったこと、また歯元が接触部から離れていたことによる。本論文での互いにかみあうラック歯の接触部の解析は局部強度のためのものであるから接触部の挙動を精密に求める必要がある。これに対しラック歯接触部の板厚は、脚固定部材の半径に対し、平面応力問題として取り扱うには厚く、平面歪問題として取り扱

Fig. 2 Interface element for 3-dimensional contact problem

うには薄く、平面問題としての取り扱いでは精度が悪く考えられる。このため板厚を考慮した3次元弾塑性接触問題としての取り扱いが必要となってくる。

本論文では互いにかみあうラック歯の3次元弾塑性接触問題としての解析に、既成の汎用構造解析プログラムを使用する。この構造解析プログラムでは3次元の接触問題に対し Fig. 2 に示す一つの面について9節点をもつ「インタフェース要素」が使用できる。この要素は、通常使用される一つの面について8節点をもつインタフェース要素において精度上の問題が生じたため開発されたもので、一つの面について9節点をもつことにより、面の途中まで接触したかどうかを正確にあらわすことができる。この要素を使用した接触問題の基本的な取り扱い方は前報⁹⁾で述べた2次元のインタフェース要素と同じである。またこの要素に対応し面の中央に節点を設けられる可変節点数6面体アイソパラメトリック要素が使用できる。

Fig. 3 に A タイプ模型の有限要素法計算モデルを示す。左右および板厚方向の対称性を考慮し、模型の 1/4 について、板厚方向の要素が一層である、接触部で摩擦のない3次元問題として解析を行う。接触が予想される部分には、前出のインタフェース要素および 22 節点の可変節点数6面体アイソパラメトリック要素を使用する。他の要素は 20 節点の6面体アイソパラメトリック要素で、次数低減積分を用いて剛性を計算している。材料の相当応力・相当塑性歪関係は、丸棒の引張試験に基

Fig. 3 Mesh layout

Table 3 Relation between equivalent stress and equivalent plastic strain for FEM analysis

Equivalent stress (kgf/mm ²)	Equivalent plastic strain
0.0	0.0
5.0	0.003
6.0	0.048
6.5	0.140

つき歪エネルギーが等価になるように求められたもので Table 3 に示される。

なお、3次元解析との比較のために行われた平面応力問題および平面歪問題としての解析には次数低減積分を用いて剛性を計算した8節点の四辺形アイソパラメトリック要素を使用している。また、後述の平面応力状態または平面歪状態への近似度の評価のための3次元解析には、板厚が45 mmの場合を除き Fig. 3 のy方向の要素数を11個から6個に減らしたモデルを使用する。この理由は、変位評価位置での両モデルの変位の誤差が0.2～0.3%と非常に小さいからである。

4 比較および考察

4.1 応力場および歪場

Fig. 4～Fig. 7 にAタイプ模型の計算による応力場および歪場を示す。図の応力成分および歪成分の方向は前出 Fig. 3 の座標系に従う。また応力および歪は脚部材の左右対称軸上または左右対称面上のもので、応力および歪の垂直成分はこの位置で最大値を示す。

Fig. 4 は平面応力解析および平面歪解析による弾性状態(載荷荷重が20 tonf時)での応力場および弾塑性状態(載荷荷重が100 tonf時)での応力場である。弾性状

Fig. 4 Stress field by plane stress analysis and plane strain analysis

態ではそれぞれの解析による σ_x および σ_y に大きな差はなく、図に示されているように平面歪解析の場合、 σ_x 、 σ_y および σ_z は Hertz の理論解¹¹⁾とよい対応を示している。しかしながら、平面歪解析では圧縮方向の σ_z が発生することにより、弾性状態での Mises の相当応力 $\bar{\sigma}$ は接触表面より内部で最大となるのに対し、 σ_z が発生しない平面応力解析では接触表面で $\bar{\sigma}$ が最大となる。このため、図の弾塑性状態での $\bar{\sigma}$ からわかるように平面歪解析で最初に塑性化するのは接触表面より内部であるのに対し、平面応力解析で最初に塑性化するのは接触表面となる。また、平面歪解析による弾塑性状態での σ_x および σ_y は σ_z の存在により平面応力解析によるものよりかなり大きな値となる。

Fig. 5 は前出 Fig. 4 の応力場に対応する歪場である。平面応力解析および平面歪解析による ϵ_x および ϵ_y は応力場と同様に弾性状態では大きな差はないが、弾塑性状態では σ_z の有無による塑性化する位置のちがいにより差が大きくなる。また、図の相当塑性歪 $\bar{\epsilon}_p$ から平面歪解析および平面応力解析で最初に塑性化する位置はそれぞれ接触表面より内部および接触表面であることがわかる。

Fig. 6 は3次元解析による弾塑性状態(載荷荷重が100 tonf時)での応力場である。前出 Fig. 4 の平面問題での応力場と比較すると、3次元解析による板厚表面および板厚中央での σ_x 、 σ_y および σ_z の各応力成分の分布形状はそれぞれ平面応力解析および平面歪解析による各応力成分の分布形状に類似していることがわかる。ただし、 $\bar{\sigma}$ の分布形状は板厚表面の σ_z の存在により平面歪解析によるものと同様となる。

Fig. 7 は前出 Fig. 6 の応力場に対応する3次元解析による弾塑性状態(載荷荷重が100 tonf時)での歪場である。 $\bar{\epsilon}_p$ の分布からわかるように、板厚表面および

Fig. 5 Strain field by plane stress analysis and plane strain analysis

Fig. 6 Stress field by 3-dimensional analysis

板厚中央とも接触表面から内部へ約 16 cm のところまで塑性化しており、 ϵ_x および ϵ_y の分布形状は前出 Fig. 5 の平面歪解析によるものとよい対応を示している。これは板厚表面においても σ_z が存在するためである。Fig. 7 の板厚表面における ϵ_y のピークの大きさおよび位置は、板厚中央の ϵ_y のピークより大きく、またより接触表面に近い。これは前出 Fig. 5 の平面応力解析による弾塑性状態での ϵ_y のピークが非常に大きくかつ接触表面にあることおよび平面歪解析による弾塑性状態での ϵ_y のピークが平面応力解析による ϵ_y より小さく接触表面より内部にあることと対応している。これは前出 Fig. 6 における板厚表面の σ_z が板厚中央のものより小さいことによる。Fig. 7 の板厚表面および板厚中央の ϵ_p のピークの大きさおよび位置についても ϵ_y と同様のことがいえる。

なお、 τ_{xy} および γ_{xy} のピークは接触幅端部付近で接触表面より内部に発生する。

Fig. 8 に TP-A1 の y 方向圧縮歪、 ϵ_y についての計算と実験の比較を示す。実験での最大載荷荷重は 100

Fig. 7 Strain field by 3-dimensional analysis

tonf であるが、計算では載荷荷重が 100 tonf 以上に対応する歪も示されている。

歪ゲージ貼付位置（接触表面より 20 mm）での計算による ϵ_y は前出 Fig. 7 からわかるように 100 tonf 載荷時において弾性状態にある。載荷荷重が 50 tonf までは 3 次元解析および平面応力解析による歪と実験による歪はよい一致を示しており、TP-A1 における接触部の塑性域から離れた板厚表面での ϵ_y は平面応力状態にあることがわかる。載荷荷重が 100 tonf を越えても平面応力解析による歪は弾性状態にある。これは前出 Fig. 5 からわかるように平面応力解析では塑性域が接触表面近傍に集中するためである。3 次元解析による 100 tonf 載荷時の歪と実験による歪の差は大きい、この理由は計算での歪比較位置における要素サイズが大きいことおよび計算で使用した初期降伏応力の値が大きいことにより計算での塑性化が実験よりもおくれたためと推定される。計算では載荷荷重が 100 tonf を越えると歪が急増しており、実験による歪も同様の傾向を示すと期待される。

4.2 変位および変形

Fig. 9 に TP-A1 の計算および実験による載荷荷重・

Fig. 8 Load vs. vertical strain relation (Comparison between Cal. and Exp.)

Fig. 9 Load vs. displacement relation (Comparison between Cal. and Exp.)

変位関係を示す。前報⁹⁾で述べたように TP-A1 においても計算および実験による載荷荷重と変位の関係は模型全体の歪が弾性状態にある範囲では接触幅の増加のため荷重増分に対し変位増分が減少し下に凸な形状をしており、接触部に塑性歪を生じてからは荷重増分に対し変位増分が増加するため上に凸な形状に変化することが確認された。また、3次元解析および実験による変位は非常によい対応を示しており、100 tonf 載荷時の変位の差は約 3.4% である。これに対し平面応力解析および平面歪解析による変位と実験による変位の差はそれぞれ約 25.6% および 17.2% である。

Fig. 10 に TP-A1 の残留変位についての計算と実験の比較を示す。図より載荷荷重の増加にともない残留変位が急増することがわかる。3次元解析および実験による残留変位はよい対応を示しており、載荷荷重が 60 tonf および 100 tonf のときの差はそれぞれ約 10.1% および 11.8% である。これに対し平面応力解析および平面歪解析による変位と実験による変位の差はそれぞれ載荷荷重が 60tonf のとき約 376% および 337% であり、載荷荷重が 100 tonf のとき約 238% および 229% である。脚固定装置の脚固定部材は連続した複数組のラ

Fig. 10 Load vs. residual displacement relation (Comparison between Cal. and Exp.)

ック歯を有し脚部材のラック歯とかみあう。脚部材のラック歯の加工は通常ガス切断によるため製作誤差があり、互いにかみあうべき複数組の歯の中に無負荷状態において接触しない歯が存在することがある。この場合前報⁹⁾に示した互いにかみあう複数組の歯の荷重分布がより不均一化される。TP-A1 の 100 tonf 載荷後 0 tonf へ荷重減少させたときの 3 次元解析による残留変位は実機に換算すると約 0.43 mm である。この大きさの残留変位は不均一な荷重分布をより均一化させること、すなわち最大荷重をうける 1 組の歯の荷重を減少させることになり、歯の静的強度および歯疲労強度に好ましい影響を与える。また、この程度の残留変形は脚固定装置の機能にとり問題とはならず、ジャッキング・システムのピニオンによるハルの昇降にも問題とはならない。

Fig. 11 に TP-A1 の弾塑性状態（載荷荷重が 100 tonf 時）での接触幅についての計算と実験の比較および接触圧力の計算結果を示す。3次元解析による接触幅は図の接触圧力分布の端部までの長さで示されており、実験による接触幅と非常に一致を示している。これに対し、平面応力解析による接触幅は実験による接触幅より大きく、平面歪解析による接触幅は実験による接触幅より小さい。また Hertz の弾性接触問題における接触幅はさらに小さいものとなる。

接触圧力分布は図のように、Hertz の弾性接触問題における接触圧力分布が半楕円形状であるのに対し、塑性を考慮することにより矩形に近い分布となり、最大接触圧力が減少することを示している。3次元解析による左右対称面での接触圧力は板厚表面において平面応力解析のものと、また板厚中央において平面歪解析のものとよい対応を示しており、接触圧力からも板厚表面および板厚中央の挙動がそれぞれ平面応力状態および平面歪状態に近いことがわかる。また、3次元解析による板厚表面と板厚中央の中間での接触圧力分布は板厚表面および板

Fig. 11 Comparison of contact width and contact pressure

Fig. 12 Residual deformation in the center line section of the leg member by 3-dimensional analysis

厚中央の接触圧力分布のほぼ平均を示している。

Fig. 12 に TP-A1 の 100 tonf 载荷後 0 tonf へ荷重減少させたときの 3次元解析による左右対称断面での変形を示す。図のような変形は前述したように板厚表面での応力および歪場が平面応力状態に近いめすなわち板厚表面での ϵ_y および ϵ_z が板厚中央でのものより大きいために発生する。板厚表面での間隙は σ_H/H_B の値が約 0.8 に相当する荷重に対し約 0.05 mm であり、実機に換算すると約 0.2 mm となる。互いにかみあうラック歯が片当りする、すなわち無負荷時の接触状態が一方の表面のみである場合、同程度の荷重の载荷後の間隙はより大きくなり、以後の载荷における歯元歪および疲労強度に好ましい影響を与える。この場合の残留変形も、脚固定装置およびジャッキング・システムの機能にとり問題とならない。

以上より A タイプ模型の寸法形状、特に脚固定部材のような板厚と半径をもつラック歯がかみあう場合の接触部の挙動が平面応力状態からも、また平面歪状態からも離れたものであることがわかった。また A タイプ模型について板厚を減少させれば平面応力状態に近づき、板厚を増加させれば平面歪状態に近づくことが推定される。

このことより A タイプ模型について板厚が 5 mm, 10 mm, 45 mm, 100 mm, 150 mm および 170 mm の 6 ケースについて 3次元解析を行い、平面応力解析と 3次元解析の前出 Fig. 1 に示す位置での相対変位の差を平面応力解析と平面歪解析の相対変位の差に対し百分率で表示し、それを平面歪状態への近似度としたものが Fig. 13 である。横軸には板厚 t_F を半径 R で無次元化したものと板厚が示されており、図には 3 種類の計算すべてが弾性状態（载荷荷重が 20 tonf 時）にあるときおよびすべてが弾塑性状態（载荷荷重が 60 tonf 時）にあると

Fig. 13 Closeness to plane stress state and plain strain state by calculation

きの 2 種類の結果が示されている。図より、同一板厚の場合、弾塑性状態では弾性状態より平面歪状態に近くなることがわかる。また、平面歪状態への近似度が 5% 以下および 95% 以上をそれぞれ平面応力状態および平面歪状態と定義し図より対応する板厚を求めるとそれぞれ約 7 mm および 180 mm となる。これらに対応する t_F/R はそれぞれ 0.03 および 0.96 である。これより A タイプ模型のようなかみあいをもつラック歯の平面応力状態および平面歪状態への概略の指標としてそれぞれ「板厚が半径の 2~3% 以下」および「板厚が半径以上」が考えられる。

4.3 硬 さ

Fig. 14 に TP-A1 の脚部材の左右および表裏対称軸上のマイクロビッカース硬さの計測結果を示す。計測による硬さの最大値が表面より 6~7 mm のところで、100 tonf 载荷時の相当塑性歪 $\bar{\epsilon}_p$ と対応しているようにも考えられるが、ばらつきが多く正確なことは言えない。硬さの計測値のばらつきはマイクロビッカース硬さ計測に際する圧痕が非常に小さく結晶粒界のような微細な軟らかい部分や、組織固有の微細な硬い部分の影響をうけたためと考えられる。

塑性変形にともなう硬さの増加についてはローラのころがり接触の場合について報告されているが^{1)~3)}、これらは接触表面より内部のせん断変形の大きい部分のものである。これに対し TP-A1 での塑性変形はせん断変形の発生しない位置のもので、主に y 方向の圧縮歪に起因するものと考えられる。また計算による相当塑性歪が約 7,000 μ と比較的小さい。このように塑性変形が主に圧縮歪に起因する比較的塑性変形の小さいところにも硬さの変化が認められるかどうかは、今後ビッカース硬さなどの圧痕の大きい、より平均的な硬さを求める方法による検討が必要と考えられる。

4.4 繰返し圧縮による変位および歪

Fig. 15 に TP-A2 の 30 回の繰返し圧縮に対する最大変位と残留変位および最大圧縮歪と残留圧縮歪の変化を示す。最大変位および残留変位は、繰返し数が

Fig. 14 Distribution of micro vickers hardness

Fig. 15 Variation of max. and residual displacement and max. and residual strain with load cycling (TP-A 2)

10 回までは増加が大きく、それ以後の増加は小さい。最大圧縮歪と残留圧縮歪は、変位の増加と比べ、繰り返し数が 10 回以後の増加がやや大きい、主な増加は 10 回までに発生しそれ以後の増加はあるがその度合は低下すると考えられる。

Fig. 16 に B, C および D タイプ模型の 2×10^4 回の繰り返し圧縮に対する残留変位の変化を示す。B および C タイプ模型のうち TP-B 1 および TP-C 3 の残留変位が繰り返し数の増加にともない減少している部分が見られるが D タイプ模型にはこの傾向が見られない。この理由は、B および C タイプ模型に使用した 80 kgf/mm² 級高張力鋼の方が D タイプ模型に使用した軟鋼よりも硬いため、80 kgf/mm² 級高張力鋼を使用した両模型に対し、最小圧縮荷重 (0.1 tonf) が十分な大きさをなく、前出 Fig. 12 に示した接触部の残留変形に近い状態で脚固定部材と脚部材の間に回転またはずれが発生したためと考えられる。TP-C 1 および TP-D 1 は、 σ_H/H_B が約 1.0 であり、TP-C 1 の場合、残留変位の増加は繰り返し数が 10 回までは大きくそれ以後の増加は小さい。こ

Fig. 16 Variation of residual displacement with load cycling (B, C and D type model)

れは TP-A 2 の傾向と同様である。TP-D 1 の場合、残留変位の増加は繰り返し数が 10 回までにはほぼ終了し、以後の変化は無視できる程度である。 σ_H/H_B が約 0.8 である TP-B 2, TP-C 2 および TP-D 2 については、TP-B 2 および TP-D 2 の場合 10 回までの繰り返し数に対し残留変位の増加が見られるが、TP-C 2 の場合全繰り返し数に対し残留変位の変化がほとんどみられない。これは TP-C 2 についても脚固定部材と脚部材の間に回転またはずれが発生したためと考えられる。 σ_H/H_B が約 0.6 である TP-B 3, TP-C 3 および TP-D 3 については、計測精度に対し残留変位が小さいため明確なことはわからない。

Fig. 17 に計測精度のよい TP-C 1 および TP-D 1 の 2×10^4 回の繰り返し圧縮に対する最大圧縮歪と残留圧縮歪の変化を示す。TP-C 1 の最大圧縮歪および残留圧縮歪は、繰り返し数が 10 回までの増加が大きく、それ以後の増加はあるがその度合は低下しており、TP-A 2 と同様の傾向を示すことがわかる。TP-D 1 の最大圧縮歪および残留圧縮歪は繰り返し数が 10 回までにはほぼ変化を終了し以後の変化は無視できる程度である。

以上より、80 kgf/mm² 級高張力鋼を使用した場合と軟鋼を使用した場合とでは、繰り返し数に対する変位および歪の変化に差はあるが、 2×10^4 回の繰り返し圧縮に対し σ_H/H_B が約 1.0 となる高面圧の場合でも接触部に塑性変形が発生するが接触表面には疲労損傷の発生がなく強度的に問題がないことが確認された。

今後の課題としてラック歯のかみあいを再現した摩擦の存在する接触部の模型について接触部の強度を詳細に検討することが重要であると考えられる。なお、前報⁹⁾のラック歯のかみあいを再現した疲労試験¹⁰⁾では、 σ_H/H_B が約 0.77 で摩擦係数が約 0.2 の試験条件においても、歯元が疲労破壊するまで、接触部に塑性変形は発

Fig. 17 Variation of max. and residual strain with load cycling (TP-C1 and TP-D1)

生したが接触表面に疲労損傷が発生しなかったことが確認されている。

5 結 論

ジャッキアップリグの脚固定装置用ラック歯接触部の1/4 縮尺模型について有限要素法解析および静的圧縮実験を行った。有限要素法では3種類(3次元解析, 平面応力解析および平面歪解析)の詳細な弾塑性接触問題として解析を行い, 実験結果と比較し以下の結論を得た。また, 接触部の1/4 および1/12 縮尺模型について繰り返し圧縮実験を行い, 以下の結論を得た。

(1) 接触部について, 有限要素法による3種類の弾塑性接触問題としての解析を行い比較することにより, 板厚方向応力 σ_z が接触部の応力場および歪場に与える影響を明らかにした。

(2) 接触部の歪, 変位と残留変位, 接触幅について3次元の弾塑性接触問題による計算と実験を比較することにより3次元解析と実験がよく対応を示した。

(3) 接触部模型について, 板厚を5 mm から170 mm まで変化させた6ケースの3次元有限要素法解析を行い平面応力解析と平面歪解析による変位と比較し, 板厚と半径の比を指標とした平面応力状態および平面歪状態への近似度を示した。

(4) 2×10^4 回の繰り返し圧縮実験を行い, 繰り返し数に対する変位と歪の特徴を示し, σ_H/H_B が約1.0となる高い接触圧力が作用しても強度的に問題がないこ

とを示した。

最後に, 実験に際し終始温かい御助力を下された東京大学工学部船舶工学科榎本一夫氏に御礼申し上げる。さらに, 種々の御協力をいただいた三井海洋開発(株)社内関係部署の方々に感謝する。

参 考 文 献

- 1) 松本, 寺田, 渋谷, 重永, 佐々尾: 水門とびら用ローラ・レールころがり接触面の面圧設計, 日本機械学会論文集, 44 巻 385 号 (昭 53-9), p. 3241.
- 2) 松本, 力久, 寺田, 渋谷, 重永, 佐々尾: 水門とびら用ローラ・レールころがり接触面の面圧設計 (第2報), 日本機械学会論文集 (C編), 47 巻 417 号 (昭 56-5), p. 623.
- 3) 藤原: 高負荷ローラの面圧強さに関する研究 (第1報), 日本機械学会第21回シンポジウム講演論文集, No. 830~8 (1983).
- 4) Merwin, J. E., Johnson, K. L.: An analysis of plastic deformation in rolling contact, Pro. Inst. Mech. Engs., Vol. 177 (1963), p. 676.
- 5) Hamilton, G. M.: Plastic flow in rollers loaded above the yield point, Proc. Inst. Mech. Engs., Vol. 177 (1963), p. 667.
- 6) Bhargava, V., Hahn, G. T., Rubin, C. A.: An elastic-plastic finite element model of rolling contact (Part 1: Analysis of single contact), ASME Journal of Applied Mechanics, Vol. 52 (1985), p. 67.
- 7) Bhargava, V., Hahn, G. T., Rubin, C. A.: An elastic-plastic finite element model of rolling contact (Part 2: Analysis of repeated contact), ASME Journal of Applied Mechanics, Vol. 51, 84-WA/APM-43, p. 1.
- 8) たとえば DIN 19704, Hydraulic steel structures (1976).
- 9) 渡辺, 吉田: ジャッキアップリグの脚固定装置の歪分布および最終強度, 日本造船学会論文集, 161 号 (1987), p. 325.
- 10) 渡辺, 吉田: ジャッキアップリグの脚固定装置用ラック歯の歯面歪および疲労強度, 日本造船学会論文集, 162 号 (1987), p. 509.
- 11) Poritsky, H., Schenectady, N. Y.: Stresses and deflections of cylindrical bodies in contact with application to contact gears and of locomotive wheels, Journal of Applied Mechanics (1950), p. 191.