ترجمه پاراگراف‌های حاوی 'backlash'

## پاراگراف #17.2

English: 7.4.4 Strength Values for Gears ........................................................................................................... 518 7.4.4.1 Gears Made of Unalloyed Steels and Cast Steel and Unalloyed Ca st Iron ............................................................................................ 519 7.4.4.2 Gears Made of B ainitic Cast Iron ............................................................................... 519 7.4.4.3 Gears Made of AFP Steels ......................................................................................... 520 7.4.4.4 Gears Made of Quenched and Tempered Steels and of Quenched and Tempere d Iron Casting Materials ............................................ 520 7.4.4.5 Surface-Hardened Gears ............................................................................................ 524 7.4.4.6 Case-Hardened Gears ................................................................................................. 5 28 7.4.4.7 Carbonitrided Gears ................................................................................................... 537 7.4.4.8 Nitrogen Case-Hardened Gears.................................................................................. 537 7.4.4.9 Nitrided/Nitrocarburised Gears .................................................................................. 538 7.4.4.10 Sintered Gears ....................................................................................................... ..... 545 7.4.4.11 Gears Made of Thermoplastic Materials .................................................................... 547 7.4.5 Comparison of Endurance Limit Values .................................................................................... . 547 7.4.6 S-N Curves .............................................................................................................. .................... 549 7.4.7 Symbols and Symbol Explanations of Section 7.4 ..................................................................... 552 8 Ensuring the Accuracy of Cylindrical Gearing ..................................................... 554 8.1 Introduction .............................................................................................................. ................................. 554 8.1.1 Standa rdisation............................................................................................................................ 554 8.1.2 Tolerance System ........................................................................................................ ................ 554 8.1.3 Gear: System of Fits .................................................................................................... ............... 555 8.2 Metrological Fundamentals.................................................................................................. ..................... 557 8.2.1 Limit Deviations and Tolerances ......................................................................................... ....... 557 8.2.2 Actual Values and Actual Deviations ..................................................................................... .... 557 8.2.3 Referencing of Measured Quantities and Measurement Methods .............................................. 558 8.2.4 Uncertainty of the Measurement Results .................................................................................. .. 559 8.3 Quality Param eters ........................................................................................................ ............................ 560 8.3.1 Flank Deviations ........................................................................................................ ................. 560 8.3.1.1 Preliminary Remarks ................................................................................................. 5 60 8.3.1.2 Deviations of the Tr ansverse Profile .......................................................................... 563 8.3.1.3 Deviations of the Flank Line ...................................................................................... 565 8.3.1.4 Deviations of the Generator ....................................................................................... 566 8.3.1.5 Hobbing Trace Va lley Measureme nt ......................................................................... 567 8.3.1.6 Deviations of the To tal Flank Area ............................................................................ 568 8.3.1.7 Measurement of Modified Flanks .............................................................................. 569 8.3.1.8 Flank Twist ........................................................................................................... ..... 571 8.3.1.9 Waviness .............................................................................................................. ...... 571 8.3.1.10 Tolerance Field (K Diagram) ..................................................................................... 572 8.3.2 Pitch Deviations ........................................................................................................ .................. 572 8.3.2.1 Circular Pitch Deviations ........................................................................................... 5 72 8.3.2.2 Base Pitch Deviation .................................................................................................. 574 8.3.3 Runout Deviation ........................................................................................................ ................ 575 8.4 Backlash Allowance Parameters ............................................................................................. .................. 575 8.4.1 Backlash ................................................................................................................ ...................... 575 8.4.2 Tooth Thickness ......................................................................................................... ................. 576 8.4.3 Tooth Thickness Test Dimensions ......................................................................................... ..... 577 8.4.3.1 Preliminary Remarks ................................................................................................. 577 8.4.3.2 Base Tangent Length ................................................................................................. 5 78 8.4.3.3 Radial Test Dimensions for the Tooth Thickness ...................................................... 579 8.4.3.4 Chords ................................................................................................................ ........ 581 8.4.3.5 Centre Distance of Double-Flank Composite Testing ............................................... 581 8.4.3.6 Tip Diameter in Overcut Cylindrical Gears ............................................................... 582

Persian: 7.4.4 مقادیر استحکام برای چرخ دنده ها .......................................................................................................................................................................................................................................................................... ............................................................................... 519 7.4.4.3 Gears Made of AFP Steels ......................................................................................... 520 7.4.4.4 Gears Made of Quenched and Tempered Steels and of Quenched and Tempere d Iron Casting Materials ............................................ 520 7.4.4.5 Surface-Hardened Gears ............................................................................................ 524 7.4.4.6 Case-Hardened Gears ................................................................................................. 5 28 7.4.4.7 Carbonitrided Gears ................................................................................................... 537 7.4.4.8 Nitrogen Case-Hardened چرخ دنده ها …………………………………………………………………… 537 7.4.4.9 چرخ دنده های نیتراید/نیتروکربوریزه ……………………………………………………………………………………………………………………………………………………………………………………………………………………… ................................................................ 547 7.4.5 مقایسه مقادیر حد تحمل ........................................................................... 547 7.4.6 S-N Curves .............................................................................................................. .................... 549 7.4.7 Symbols and Symbol Explanations of Section 7.4 ..................................................................... 552 8 Ensuring the Accuracy of Cylindrical Gearing ..................................................... 554 8.1 Introduction ………………………………………………………………………………………………………………………………………………… 554 8.1.1 است. ................ 554 8.1.3 دنده: سیستم تناسب ......................................................................................... ....... 557 8.2.2 Actual Values ​​and Actual Deviations ..................................................................................... .... 557 8.2.3 Referencing of Measured Quantities and Measurement Methods .............................................. 558 8.2.4 Uncertainty of the Measurement Results ………………………………………………………………………… 559 8.3 کیفیت پارامتر ………………………………………………………………………………………………………………………………………………………………………………………………………………………… ……………………………………………………………………………… 5 60 8.3.1.2 انحراف از مشخصات tr ansverse ................................................................................................................................................................................................................................................... ....................................................................................... 566 8.3.1.5 Hobbing Trace Va lley Measureme nt ......................................................................... 567 8.3.1.6 Deviations of the To tal Flank Area ............................................................................ 568 8.3.1.7 Measurement of Modified Flanks .............................................................................. 569 8.3.1.8 Flank Twist ........................................................................................................... ..... 571 8.3.1.9 Waviness …………………………………………………………………………………………………………. Pitch Deviations ........................................................................................... 5 72 8.3.2.2 Base Pitch Deviation .................................................................................................. 574 8.3.3 Runout Deviation ........................................................................................................ ................ 575 8.4 Backlash Allowance Parameters ............................................................................................. .................. 575 8.4.1 Backlash ................................................................................................................ ...................... 575 8.4.2 Tooth Thickness ......................................................................................................... ................. 576 8.4.3 Tooth ابعاد تست ضخامت ............................................................................. ..... 577 8.4.3.1 اظهارات مقدماتی ................................................................................................................................................................................................................................................................................................... برگشت ………………………………………… 579 8.4.3.4 وتر ........................................................................................................ 581 8.4.3.5 فاصله مرکز آزمایش کامپوزیت دو طرفه ............................................................................................................................................................................................... ........................................................... 582

### جملات:

EN: 575 8.4 Backlash Allowance Parameters .............................................................................................

FA: 575 8.4 پارامترهای کمک هزینه عکس العمل .................................................................................

EN: 575 8.4.1 Backlash ................................................................................................................

FA: 575 8.4.1 عکس العمل ................................................................................................

## پاراگراف #28.2

English: Table 1/2 Developments in Gear Geometry from the Beginning of the 19th Century through to the Start of Work on Standards in Germany (A Selection) Buchanan, Robert (English engineer; 1770 to 1816) • Further developed the teachings of Camus for the mechanical engineering industry; formulated a precursor to the Law of Gears (1808) White, James (English designer) • Invented the double helical and herringbone gear • Patent application for the helical gear (1808) Remark: White obtained the idea for the helical gear from step-like (half-pitch division only) mutually offset teeth halves Hawkins, John Isaac (English doctor and engineer; 1772 to 1865) • Recognised (1837) the insensitivity of involute teeth to centre distance alteration • Multiple meshing and thus distribution of load • Benefits of involute teeth in the frictional behaviour compared to epicycloid teeth Willis, Robert (English scientist; Professor in Cambridge; 1800 to 1875) • Practicable gear science (1841); basic definitions (e.g., diametral pitch, circular pitch, backlash, pressure angle) • Set of wheels • Constant pressure angle of the set of wheels (proposed 15°) • Predicted the advantages of the involute teeth Saxton, Joseph (USA); born ca. 1840 • Invented first gear hobber based on the rolling process Reuleaux, Franz (German scientist/kinematician; Pro- fessor in Zurich and Berlin; 1829 to 1905) • Method of constructing the mating flank for a given flank based on the laws of motion (1865); • More exact definition of “line of action” • Favours involute teeth (1862) Sang, Edward (Scottish scientist; 1805 to 1891) • “A tooth rack is a gear with an infinite radius” (1852) Wiebe, Carl Hermann (Professor in Berlin; 1818 to 1881) • Precise formulation of the fundamental law of gears (involute teeth): normals, contact points, tangents, direction of force (1861) Plücker, Julius (German Professor of mathematics and physics in Bonn; 1801 to 1868) • Founded the theory of screws (theory of helical gears, worm wheel gears and spatial gears) (1868) Saalschütz, Luis (German university lecturer on mathe- matics and mechanics in Königsberg) • Published the first German-language specialist work “On the Theory of Involute Teeth” Königsberg (1870); law of gears and characteristics of involute teeth Pfauter, Hermann (German engineer; 1854 to 1914) • Invention of the general screw rolling process (Chemnitz; 1897) Schiebel, Adalbert (Professor for machine elements in Prague; 1872 to 1931) • Definition of axial overlap in helical gears (overlap ratio) (1913) • Detailed information on tooth friction loss (1913) • Value table for involute function (1922) Lasche, Oscar (German engineer; 1868 to 1923 • Corrected gear toothing by changing the tooth depth in association with constant distribution of the reference circle pitch on the tooth thicknesses (1899) (subsequent toothing by AEG Company) Maag, Max (Swiss engineer; 1883 to 1960) • Combined application of profile shift and pressure angle change (1908) • First (or one of the first) application of the involute function (1908) Fölmer, Max (German engineer; 1873 to 1941) • Further implementation of the involute function • Wide application of profile displacement in association with constant tool (Hobs. Terms: V-gear), V-transmission ... (1919)) • Clarification of the issues to prevent undercut (1919)

Persian: جدول 1/2 تحولات هندسه دنده از ابتدای قرن نوزدهم تا شروع کار بر روی استانداردهای آلمان (انتخابی) بوچانان ، رابرت (مهندس انگلیسی ؛ 1770 تا 1816) • بیشتر آموزه های کامو را برای صنعت مهندسی مکانیک توسعه داد. یک پیشرو در قانون دنده ها (1808) سفید ، جیمز (طراح انگلیسی) • اختراع دنده مارپیچ دوتایی و شاه ماهی • استفاده از حق ثبت اختراع برای دنده مارپیچ (1808) اظهار داشت: سفید این ایده را برای دنده مارپیچی از گام به گام (فقط تقسیم نیمه پشته) به دست آورد. عدم حساسیت دندانهای درگیر به تغییر فاصله از مرکز • مشبک چندگانه و در نتیجه توزیع بار • مزایای دندانهای درگیر در رفتار اصطکاک در مقایسه با دندانهای اپیکلوئید ویلیس ، رابرت (دانشمند انگلیسی ؛ استاد در کمبریج ؛ 1800 تا 1875) • علم دنده عملی (1841) ؛ تعاریف اساسی (به عنوان مثال ، زمین قطر ، زمین دایره ای ، عقب نشینی ، زاویه فشار) • مجموعه چرخ ها • زاویه فشار ثابت مجموعه چرخ ها (15 درجه پیشنهادی) • مزایای استفاده از ساکستون دندانهای درگیر ، جوزف (ایالات متحده) را پیش بینی کرد. متولد حدود 1840 • اولین دنده هاببر را بر اساس فرآیند نورد Reuleaux ، Franz (دانشمند آلمانی/سینماتیک ؛ پیشکسوت در زوریخ و برلین ؛ 1829 تا 1905) اختراع کرد. • تعریف دقیق تر از "خط عمل" • نعمتهای مربوط به دندان ها (1862) آواز ، ادوارد (دانشمند اسکاتلندی ؛ 1805 تا 1891) • "یک قفسه دندان ، دنده ای با شعاع نامتناهی است" (1852) Wiebe ، Carl Hermann (استاد در برلین ؛ 1818 تا 1881). Direction of Force (1861) Plücker ، Julius (استاد آلمانی ریاضیات و فیزیک در Bonn ؛ 1801 تا 1868) • تئوری پیچ ها (تئوری چرخ دنده های مارپیچ ، چرخ دنده های چرخ کرم و چرخ دنده های فضایی) (1868) Publism ، Luis (آلمانی آلمانی) را تأسیس کرد. "در مورد تئوری دندان های درگیر" Königsberg (1870) ؛ قانون چرخ دنده ها و ویژگی های دندانهای درگیر Pfauter ، Hermann (مهندس آلمانی ؛ 1854 تا 1914) • اختراع فرآیند نورد پیچ ​​عمومی (Chemnitz ؛ 1897) Schiebel ، Adalbert (استاد برای عناصر دستگاه در پراگ ؛ 1872 به 1931) • تعریف اطلاعاتی از همسایگی در رابطه با همسایگی (197) (1913) • جدول ارزش برای عملکرد درگیر (1922) Lasche ، Oscar (مهندس آلمانی ؛ 1868 تا 1923 • دندانپزشکی اصلاح شده با تغییر عمق دندان در ارتباط با توزیع ثابت حلقه مرجع در ضخامت دندان (1899) (دندانپزشکی متعاقب آن توسط شرکت AEG) Maag ، Max (Swiss Bangleder (Swiss Engineer ؛ 1883 to 1960)) (یا یکی از اولین) کاربردهای مربوط به عملکرد درگیر (1908) Fölmer ، MAX (مهندس آلمانی ؛ 1873 تا 1941) • اجرای بیشتر عملکرد درگیر • کاربرد گسترده جابجایی پروفایل در ارتباط با ابزار ثابت. اصطلاحات: V-Gear) ، V-Transmission ... (1919)) • شفاف سازی موضوعات برای جلوگیری از زیربنایی (1919)

### جملات:

EN: Table 1/2 Developments in Gear Geometry from the Beginning of the 19th Century through to the Start of Work on Standards in Germany (A Selection) Buchanan, Robert (English engineer; 1770 to 1816) • Further developed the teachings of Camus for the mechanical engineering industry; formulated a precursor to the Law of Gears (1808) White, James (English designer) • Invented the double helical and herringbone gear • Patent application for the helical gear (1808) Remark: White obtained the idea for the helical gear from step-like (half-pitch division only) mutually offset teeth halves Hawkins, John Isaac (English doctor and engineer; 1772 to 1865) • Recognised (1837) the insensitivity of involute teeth to centre distance alteration • Multiple meshing and thus distribution of load • Benefits of involute teeth in the frictional behaviour compared to epicycloid teeth Willis, Robert (English scientist; Professor in Cambridge; 1800 to 1875) • Practicable gear science (1841); basic definitions (e.g., diametral pitch, circular pitch, backlash, pressure angle) • Set of wheels • Constant pressure angle of the set of wheels (proposed 15°) • Predicted the advantages of the involute teeth Saxton, Joseph (USA); born ca.

FA: جدول 1/2 تحولات هندسه دنده از ابتدای قرن نوزدهم تا شروع کار بر روی استانداردهای آلمان (انتخابی) بوچانان ، رابرت (مهندس انگلیسی ؛ 1770 تا 1816) • بیشتر آموزه های کامو را برای صنعت مهندسی مکانیک توسعه داد. یک پیشرو در قانون دنده ها (1808) سفید ، جیمز (طراح انگلیسی) • اختراع دنده مارپیچ دوتایی و شاه ماهی • استفاده از حق ثبت اختراع برای دنده مارپیچ (1808) اظهار داشت: سفید این ایده را برای دنده مارپیچی از گام به گام (فقط تقسیم نیمه پشته) به دست آورد. عدم حساسیت دندانهای درگیر به تغییر فاصله از مرکز • مشبک چندگانه و در نتیجه توزیع بار • مزایای دندانهای درگیر در رفتار اصطکاک در مقایسه با دندانهای اپیکلوئید ویلیس ، رابرت (دانشمند انگلیسی ؛ استاد در کمبریج ؛ 1800 تا 1875) • علم دنده عملی (1841) ؛ تعاریف اساسی (به عنوان مثال ، زمین قطر ، زمین دایره ای ، عقب نشینی ، زاویه فشار) • مجموعه چرخ ها • زاویه فشار ثابت مجموعه چرخ ها (15 درجه پیشنهادی) • مزایای استفاده از ساکستون دندانهای درگیر ، جوزف (ایالات متحده) را پیش بینی کرد. متولد حدود

## پاراگراف #71.2

English: With rack-type cutters, hobs and pinion-type cutters, on the real gear the backlash allowance has an effect on the root diameter df and thus also on the tip clearance c. In the case of pinion-type cutters, these quantities are also somewhat influenced by the profile shift and number of teeth, of both the gear being produced as well as the tool, since in the case of a pairing with a finite number of teeth no proportionality exists between thickness variation and centre distance variation (here shaper cutter - workpiece). A significant change of the root diameter can also occur because of dimensional deviations during heat treatment (e.g., case hardening). The tooth root curvature radius N f (size and course) that is actually produced is also dependent on the number of teeth z and the profile shift coefficient x (Section 2.3.3). If the tool tip radius is Na0 (e.g., Na0 = 0.25m n or 0.38 mn), tooth root curvature radii of Nf ≥ Na0 are produced on the gear in the case of rack-type cutters or hobs. If one uses pinion-type cutters, on the other hand, which do not always have a special tip radius, if an unfavourable profile shift occurs, then tooth root curvature radii Nf < 0.25 mn are possible, as opposed to the basic rack. This is a fact which is often ignored. In the calculation of load capacity (stress concentration effect), if one carefully observes the fillet being produced, potentially unfavourable effects will not remain unnoticed.

Persian: با استفاده از برش های نوع قفسه ، HOBS و برش های نوع پین ، روی دنده واقعی کمک هزینه واکنش واکنش به قطر ریشه DF و در نتیجه همچنین در ترخیص کالا از گمرک c. در مورد برش های نوع پین ، این مقادیر نیز تا حدودی تحت تأثیر تغییر پروفایل و تعداد دندان ها قرار می گیرند ، از هر دو دنده تولید می شوند و همچنین این ابزار ، زیرا در مورد یک جفت شدن با تعداد محدودی از دندان ها هیچ تناسب بین تنوع ضخامت و تغییر فاصله مرکز وجود ندارد (در اینجا Shaper Shutter - کار). تغییر قابل توجهی از قطر ریشه نیز می تواند به دلیل انحراف ابعاد در هنگام عملیات حرارتی (به عنوان مثال ، سخت شدن مورد) رخ دهد. شعاع انحنای ریشه دندان N F (اندازه و دوره) که در واقع تولید می شود نیز به تعداد دندانهای Z و ضریب تغییر پروفایل X (بخش 2.3.3) بستگی دارد. اگر شعاع نوک ابزار NA0 باشد (به عنوان مثال ، NA0 = 0.25m N یا 0.38 منگنز) ، شعاع انحنای ریشه دندان NF ≥ Na0 در مورد برش های نوع قفسه یا HOBS روی دنده تولید می شود. اگر کسی از برشهای نوع پین استفاده کند ، از طرف دیگر ، که همیشه شعاع نوک خاصی ندارند ، اگر یک تغییر مشخصات نامطلوب رخ دهد ، در این صورت شعاع خمیده ریشه دندان NF <0.25 mn امکان پذیر است ، بر خلاف قفسه اصلی. این واقعیتی است که اغلب نادیده گرفته می شود. در محاسبه ظرفیت بار (اثر غلظت استرس) ، اگر کسی با دقت مشاهده کند فیله تولید می شود ، اثرات بالقوه نامطلوب بدون توجه باقی نمی ماند.

### جملات:

EN: With rack-type cutters, hobs and pinion-type cutters, on the real gear the backlash allowance has an effect on the root diameter df and thus also on the tip clearance c.

FA: با استفاده از برش های نوع قفسه ، HOBS و برش های نوع پین ، روی دنده واقعی کمک هزینه واکنش واکنش به قطر ریشه DF و در نتیجه همچنین در ترخیص کالا از گمرک c.

## پاراگراف #89.2

English: The tooth thickness s is the distance of the profile of the right and left flank of a tooth on the reference cylinder (arc length!). h) Necessary sum of profile shift coefficients (x1 + x 2) An issue that needs to be resolved for centre distance alterations is how large the sum of the profile shift coefficients must be to retain zero-backlash tooth meshing.1) Since the working pitch circles roll off one another slip-free, for zero-backlash meshing the sum of the tooth thicknesses of the paired gears must be equal to the working pitch p w (refer to Figure 2.1/25): w1 w2 w ss p+ = (2.1/44a)

Persian: ضخامت دندان S فاصله مشخصات سمت راست و چپ یک دندان بر روی سیلندر مرجع (طول قوس!) است. ح) ضریب ضروری ضرایب تغییر مشخصات (x1 + x 2) موضوعی که باید برای تغییرات در فاصله از مرکز حل شود این است که چقدر تعداد ضرایب تغییر پروفایل باید برای حفظ مشبک با پشتی صفر باشد. 1) از آنجا که دایره های زمین در حال کار هستند. W1 W2 W SS P+ = (2.1/44A)

### جملات:

EN: h) Necessary sum of profile shift coefficients (x1 + x 2) An issue that needs to be resolved for centre distance alterations is how large the sum of the profile shift coefficients must be to retain zero-backlash tooth meshing.1) Since the working pitch circles roll off one another slip-free, for zero-backlash meshing the sum of the tooth thicknesses of the paired gears must be equal to the working pitch p w (refer to Figure 2.1/25): w1 w2 w ss p+ = (2.1/44a)

FA: ح) ضریب ضروری ضرایب تغییر مشخصات (x1 + x 2) موضوعی که باید برای تغییرات در فاصله از مرکز حل شود این است که چقدر تعداد ضرایب تغییر پروفایل باید برای حفظ مشبک با پشتی صفر باشد. 1) از آنجا که دایره های زمین در حال کار هستند. W1 W2 W SS P+ = (2.1/44A)

## پاراگراف #89.4

English: 1) To avoid clamping, backlash is necessary. This is subsequently realised by a backlash allowance for the tooth thickness or respectively span. Whether this is similar to the addendum modification (e.g., hob cutter) or purely a tooth thickness allowance is done depends on the manufacturing method (Appendices 3 and 4).

Persian: 1) برای جلوگیری از بستن ، واکنش شدید لازم است. این متعاقباً با کمک هزینه برگشت به ضخامت دندان یا به ترتیب دهانه تحقق می یابد. این که آیا این شبیه به اصلاح ضمیمه است (به عنوان مثال ، برش HOB) یا صرفاً یک ضخامت دندان انجام می شود بستگی به روش تولید دارد (ضمائم 3 و 4).

### جملات:

EN: 1) To avoid clamping, backlash is necessary.

FA: 1) برای جلوگیری از بستن ، واکنش شدید لازم است.

EN: This is subsequently realised by a backlash allowance for the tooth thickness or respectively span.

FA: این متعاقباً با کمک هزینه برگشت به ضخامت دندان یا به ترتیب دهانه تحقق می یابد.

## پاراگراف #90.2

English: Applying Equations (2.1/44c) and (2.1/44b) and p = mʌ in Equation (2.1/44a), the result is the sum of the profile shift coefficients: w 12 122invĮ - inv Į()tanĮ + = + xx zz (2.1/44) The working pressure angle Įw is determined according to Equation (2.1/36). For inv Į = inv 20° the result is inv 20° = 0.0149043. Equation (2.1/44) specifies which sum of the profile shift coefficients is necessary for zero-backlash tooth meshing in the case of a centre distance that deviates from the sum of the reference circle radii. As a result, the centre distance a ad has an angle of Įw Į, which is accounted for in Equation (2.1/44) by inv Įw. Table 2.1/1 has information for inv Į, (Įy = Į w). If (x1 + x2) 0, then the pairing is named X-gearing. On the other hand, however, if ( x1 + x 2) = 0 and 12xx=− , the gearing is named X-zero-gearing . With ( x1 + x2) = 0 and x1 = x 2 = 0 the name equal addendum teeth or zero-gearing is common .

Persian: استفاده از معادلات (2.1/44C) و (2.1/44b) و P = Mʌ در معادله (2.1/44a) ، نتیجه این است که مجموع ضرایب تغییر مشخصات: W 122INVį - Inv į () Tanį + = + xx ZZ (2.1/44) زاویه فشار کار مطابق با معادله (2.1/36) تعیین می شود. برای Inv į = Inv 20 ° نتیجه Inv 20 ° = 0.0149043 است. معادله (2.1/44) مشخص می کند که کدام مجموع از ضرایب تغییر پروفایل برای مشبک کردن دندان با پشتی صفر در مورد مسافت مرکز که از جمع شعاع دایره مرجع منحرف می شود ، ضروری است. در نتیجه ، فاصله مرکز A AD دارای زاویه ای از įW į است که در معادله (2.1/44) توسط Inv įw حساب می شود. جدول 2.1/1 اطلاعات مربوط به Inv į ، (įy = į W) را دارد. if (x1 + x2) 0 ، سپس جفت شدن نام X-gearing است. از طرف دیگر ، با این حال ، اگر (x1 + x 2) = 0 و 12xx =-، دنده X-Zero-Hearing نامگذاری شده است. با (x1 + x2) = 0 و x1 = x 2 = 0 نام مساوی دندانهای ضمیمه یا صفر گرفتن متداول است.

### جملات:

EN: Equation (2.1/44) specifies which sum of the profile shift coefficients is necessary for zero-backlash tooth meshing in the case of a centre distance that deviates from the sum of the reference circle radii.

FA: معادله (2.1/44) مشخص می کند که کدام مجموع از ضرایب تغییر پروفایل برای مشبک کردن دندان با پشتی صفر در مورد مسافت مرکز که از جمع شعاع دایره مرجع منحرف می شود ، ضروری است.

## پاراگراف #94.2

English: Figure 2.1/27 d) Dedendum form circle radius rFf, e) Dedendum form circle radius rFf = ru, no undercut with external gear – shaper cutter; undercut with external gear – shaper cutter; meshing before T (inside TC) meshing beyond T (outside TC) Table 2.1/6 lists the theoretical limiting number of teeth for production with a hob or rack-type cutter for different pressure angles and whole depth factors for spur gears and helical gears (refer to Section 2.2). Table 2.1/6 Theoretical Limiting Number of Teeth zmin to Avoid an Undercut with x = 0 for Different Pressure Angles, Helix Angles and Addendum Factors of the Straight-Flanked Portion for Rack-Like Tools (Hob, Rack-Type Cutter) Fa0 nh m Pressure angle Įn 15° 17.5° 20° 25° Helix angle ß 0° 15° 30° 45° 0° 15° 30° 45° 0° 15° 30° 45° 0° 15° 30° 45° Number of teeth 0.8 23.9 21.6 15.9 9.0 17.7 16.1 11.8 6.8 13.7 12.4 9.2 5.4 9.0 8.2 6.2 3.7 1.0 29.9 27.0 19.8 11.3 22.1 20.1 14.8 8.5 17.1 15.5 11.5 6.8 11.2 10.2 7.7 4.7 1.2 35.8 32.4 23.8 13.5 26.5 24.1 17.8 10.2 20.5 18.6 13.8 8.1 13.4 12.3 9.2 5.6 1.4 41.8 37.9 27.8 15.8 30.9 28.1 20.7 11.9 23.9 21.7 16.1 9.5 15.7 14.3 10.8 6.5 Note: The real limiting number of teeth corresponds to the respective next larger integer value. It should be noted that the radial infeed of the tool to achieve the backlash allowance amounts to a negative component of the profile shift, which, in limiting cases, can shift the undercut limit for external gears. The component of profile shift coefficient ǻx, which is to be superimposed on the calculated nominal quantity x of the respective gear, leads to the generating profile shift coefficient x E (see Attachment 4 and DIN 3960) and is calculated according to 1,2 1,2( 2 tan Į)ΔsEx = m (2.1/48) The profile shift also has a significant influence on the radius of curvature Nf of the tooth root fillet, and thus also the stress concentration effect . With an increasing profile shift coefficient x up to x § 1, the radius of curvature of the tooth root fillet decreases to the radius of the tool tip radius, to then begin to rise again. With increasing profile shift and with

Persian: شکل 2.1/27 د) شعاع دایره فرم Dedendum Rff ، E) شعاع دایره فرم Dedendum RFF = ru ، بدون کمبود با دنده خارجی - برش شیار. زیربند با دنده خارجی - برش Shaper ؛ میز قبل از T (در داخل TC) MESHING BEYOND T (خارج از TC) جدول 2.1/6 تعداد محدود کننده نظری دندان ها را برای تولید با یک ضربه گیر یا قفسه برای زاویه های فشار مختلف و فاکتورهای عمق کامل برای چرخ دنده ها و چرخ دنده های مارپیچ ذکر کرده است (مراجعه به بخش 2.2). Table 2.1/6 Theoretical Limiting Number of Teeth zmin to Avoid an Undercut with x = 0 for Different Pressure Angles, Helix Angles and Addendum Factors of the Straight-Flanked Portion for Rack-Like Tools (Hob, Rack-Type Cutter) Fa0 nh m Pressure angle Įn 15° 17.5° 20° 25° Helix angle ß 0° 15° 30° 45° 0° 15° 30 ° 45 ° 0 ° 15 ° 30 ° 45 ° 0 ° 15 ° 30 ° 45 ° تعداد دندان ها 0.8 23.9 21.6 15.9 9.0 6.7 16.1 11.8 6.8 13.7 12.4 9.2 5.4 9.0 8.2 6.2 3.7 1.0 29.9 27.0 19.0 19.0 19.8 11.8 11.8 11.8 11.8 11.8 11.8 11.8 11.8 11.8 11.8 11.3 22.8 11.8 11.8 11.8 11.8 11.8 11.8 11.8 11.8 11.8 11.8 11.8 11.8 11.8 11.8 11.8 11.8 11.8 11.8 11.8 11.8 11.8 11.8 11.01.011 11.2 10.7 4.7 1.2 35.8 32.4 23.8 13.5 26.5 24.1 17.8 10.2 20.5 18.6 13.8 8.1 13.4 12.3 9.2 5.6 1.4 41.8 37.9 27.8 15.8 30.9 28.1 20.7 11.9 23.9 23.9 23.9 21.8 Note.3 10.7 16.5 15.5 15.5 15.5 15.5 15.5 15.5 به مقدار عدد صحیح بزرگتر بعدی مربوطه. لازم به ذکر است که ناآرامی شعاعی ابزار برای دستیابی به کمک هزینه واکنش واکنش به یک مؤلفه منفی تغییر پروفایل ، که در موارد محدود کننده می تواند محدودیت زیر بغل را برای چرخ دنده های خارجی تغییر دهد. مؤلفه ضریب تغییر مشخصات ǻx ، که باید بر روی مقدار اسمی محاسبه شده از دنده های مربوطه قرار گیرد ، منجر به ضریب تغییر مشخصات پروفایل X E (به پیوست 4 و DIN 3960) می شود و مطابق با 1،2 1،2 (2 برنزه) ΔSex = M (2.1/48) تأثیر می گذارد و نشان می دهد که نشان از شعاع قابل توجهی دارد. همچنین اثر غلظت استرس. با افزایش ضریب تغییر مشخصات X تا X § 1 ، شعاع انحنای فیله ریشه دندان به شعاع شعاع نوک ابزار کاهش می یابد ، تا دوباره شروع به افزایش کند. با افزایش مشخصات مشخصات و با

### جملات:

EN: It should be noted that the radial infeed of the tool to achieve the backlash allowance amounts to a negative component of the profile shift, which, in limiting cases, can shift the undercut limit for external gears.

FA: لازم به ذکر است که ناآرامی شعاعی ابزار برای دستیابی به کمک هزینه واکنش واکنش به یک مؤلفه منفی تغییر پروفایل ، که در موارد محدود کننده می تواند محدودیت زیر بغل را برای چرخ دنده های خارجی تغییر دهد.

## پاراگراف #106.2

English: The base diameter d b is calculated by the reference diameter d and the transverse pressure angle Įt b t cosĮ dd= (2.2/20) or respectively after applying the quantities for the reference diameter in accordance with Equation (2.2/19) nt bcosĮ= cos ȕzmd (2.2/21) The tip diameter d a is calculated by the reference diameter and the basic rack that applies for the normal section, taking the profile shift ( xmn) and tip shortening ( kmn) into consideration: aP n na = + 2 + + hdx k dmm§· ¨¸ ©¹ (2.2/22a) The root diameter d f is naP fn = 2 + hdd m x cm∗§·−−¨¸©¹ (2.2/22b) where c\* is the tip clearance factor (c\* = c/m n) and can be found in the range c\* = 0.1 to 0.3, according to ISO 53 (DIN 867). Usually c\* = 0.25 is given preference. In exceptional cases, c\* is an amount up to more than 0.4 (as in the case of a protuberance). In accordance with ISO 53 (DIN 867), haP/mn = 1 applies for the standardised basic rack. Since the tooth tip and the tooth root are not directly involved in flank contact, these quantities are usually allowed a larger range of tolerance in the production drawings and – if the tip diameter d a is not meant as technological basis – the tip cylinder envelope surface is only roughly machined. The tolerance value for d a is often h9 (or H9 respectively) and rougher. The root diameter df is often not specified because it is automatically generated during the manufacturing process, for example hobbing. In the case of larger gears, through heat treatment (case hardening in particular), considerable “growth” or “shrinkage” can occur, which makes an in clusion of this diameter ( d f) in the design, as a condition for dimensional control, recommendable. Other things that have an influence on the root diameter are the backlash allowances because they are usually considered by tool advance or retraction. Additionally, in the case of production using the shaper cutter, the root diameter is also dependent on the number of teeth and the profile shift of the shaper cutter and the workpiece. For helical gearing, the pressure angle Į t > Į = 20° with ȕ 0° results in an undercut limit that is shifted in the direction of the lower number of teeth (Table 2.1/6). If it is possible to approximate the tooth form of helical gearing using equivalent spur gearing (virtual spur gearing), it can be simpler to specify certain geometric quantities, especially for the calculation of load capacity, because there is one parameter less (the helix angle). The approxi-mation succeeds with the help of the curvature of the ellipse created on the plane normal to the tooth flanks (Figure 2.2/10). For this, first the reference cylinder is selected. The large half-axis A of the ellipse is A = d/(2cos ȕ) and the small half-axis B is B = d/2. The radius of curvature Nn = A2/B is in point C.

Persian: قطر پایه D B با قطر مرجع D محاسبه می شود و زاویه فشار عرضی įt b t cosį dd = (2.2/20) یا به ترتیب پس از استفاده از مقادیر قطر مرجع مطابق با معادله (2.2/19) NT BCOSį = COS ȕZMD (2.2/21) با استفاده از قطر اساسی DIARETER D ARIAL DIAMETER D A محاسبه می شود. مشخصات مشخصات (XMN) و کوتاه کردن نوک (kmn) در نظر گرفته شده: ap n na = + 2 + + hdx k dmm§ · ¨¸ © © (2.2/22a) قطر ریشه d f al nap fn = 2 + hdd m x cm · · · · · · © © © ¹ (2.2/22b) می تواند از نظر C\* باشد. محدوده C\* = 0.1 تا 0.3 ، طبق ISO 53 (DIN 867). معمولاً C\* = 0.25 اولویت داده می شود. در موارد استثنایی ، C\* مبلغ حداکثر بیش از 0.4 (مانند مورد پیش بینی) است. مطابق با ISO 53 (DIN 867) ، HAP/MN = 1 برای قفسه پایه استاندارد اعمال می شود. از آنجا که نوک دندان و ریشه دندان مستقیماً در تماس با پهلو درگیر نیستند ، معمولاً این مقادیر محدودیت بیشتری از تحمل در نقشه های تولیدی مجاز است و - اگر قطر نوک D A به عنوان مبنای فن آوری به معنای آن نباشد - سطح پاکت سیلندر نوک فقط تقریباً ماشینکاری می شود. مقدار تحمل برای D A اغلب H9 (یا H9) و سخت تر است. قطر ریشه DF اغلب مشخص نشده است زیرا به طور خودکار در طی فرآیند تولید تولید می شود ، به عنوان مثال سرگرمی. در مورد چرخ دنده های بزرگتر ، از طریق عملیات حرارتی (به طور خاص مورد سخت شدن) ، "رشد" یا "انقباض" قابل توجهی می تواند رخ دهد ، که باعث می شود در این قطر (D F) در طراحی ، به عنوان شرط کنترل بعدی ، توصیه شود. موارد دیگری که در قطر ریشه تأثیر می گذارد ، کمک هزینه های واکنش شدید است زیرا آنها معمولاً با پیشرفت ابزار یا انقباض در نظر گرفته می شوند. علاوه بر این ، در صورت تولید با استفاده از برش شپر ، قطر ریشه نیز به تعداد دندان ها و تغییر پروفایل برش شیار و قطعه کار بستگی دارد. برای چرخ دستی مارپیچ ، زاویه فشار į t> į = 20 ° با 0 ° منجر به محدودیت زیربندی می شود که در جهت تعداد پایین دندان ها جابجا می شود (جدول 2.1/6). اگر امکان تقریب فرم دندان دنده مارپیچی با استفاده از چرخ دنده های معادل (چرخ دنده مجازی) امکان پذیر باشد ، می توان مشخص کردن مقادیر هندسی خاص ، به ویژه برای محاسبه ظرفیت بار ، ساده تر بود ، زیرا یک پارامتر کمتر (زاویه مارپیچ) وجود دارد. تقریباً با کمک انحنای بیضی ایجاد شده در هواپیما طبیعی به پهلوهای دندان موفق می شود (شکل 2.2/10). برای این کار ، ابتدا سیلندر مرجع انتخاب می شود. محور بزرگ A از بیضی A = D/(2COS ȕ) و نیم محور کوچک B B = D/2 است. شعاع انحنای nn = a2/b در نقطه C است.

### جملات:

EN: Other things that have an influence on the root diameter are the backlash allowances because they are usually considered by tool advance or retraction.

FA: موارد دیگری که در قطر ریشه تأثیر می گذارد ، کمک هزینه های واکنش شدید است زیرا آنها معمولاً با پیشرفت ابزار یا انقباض در نظر گرفته می شوند.

## پاراگراف #133.2

English: sE nn 02t a nĮExxm=+′ (3.2/10) (Note: E´ s is a signed value, usually negative) For grinding steps , the analogous tip height of the grinding tool is to be inserted into Equation (3.2/9) for h a0. This is equal to the hob tip height minus the distance ǻ h of the grinding tool to the tooth root surface; ǻh hs (for h s refer to Figure 3.2/7). The form diameter thus derived must be greater than the usable circle diameter. When manufacturing using the shaper cutter, Equation (3.3/5) applies to the form diameter. Equation (3.2/2) or (3.2/3) can also be used provided that the tool data is used in the equation in each case and that d Ff = dNf is written. For more accurate investigations, the generating profile shift must be taken into account in accordance with Equation (3.2/10). Investigations into the interference in the case of external gearings have been undertaken for | i| = 1 by Erney and Scieniczei [3/6], [3/7]. In this process, the interference limits present for large magnitudes | x 1 + x2| are expressed by the operating pressure angle for a uniform division of the total profile shift. For an “overhung” mounted pinion (e.g., a central pinion in conjunction with planetary gears), it is necessary to take into consideration that – for a short time at least while starting up – the backlash may be entirely used up (Figure 3.2/7), because the pinion tooth will drop into the gap of the counter gear teeth by its own weight.

Persian: Se nn 02t a nįexxm =+′ (3.2/10) (توجه: E´ S یک مقدار امضا شده ، معمولاً منفی است) برای مراحل سنگ زنی ، ارتفاع نوک مشابه ابزار سنگ زنی برای H A0 در معادله (3.2/9) وارد می شود. این برابر با ارتفاع نوک HOB منهای فاصله از ابزار سنگ زنی به سطح ریشه دندان است. hs hs (برای h s به شکل 3.2/7 مراجعه کنید). قطر فرم به این ترتیب مشتق شده باید بیشتر از قطر دایره قابل استفاده باشد. هنگام تولید با استفاده از برش Shaper ، معادله (3.3/5) در مورد قطر فرم اعمال می شود. معادله (3.2/2) یا (3.2/3) نیز می تواند مورد استفاده قرار گیرد به شرط استفاده از داده های ابزار در هر مورد در معادله استفاده می شود و d ff = dnf نوشته شده است. برای تحقیقات دقیق تر ، تغییر پروفایل تولید باید مطابق معادله (3.2/10) در نظر گرفته شود. تحقیقات در مورد تداخل در مورد وسایل خارجی برای | من | = 1 توسط ارنی و Scieniczei [3/6] ، [3/7]. در این فرایند ، تداخل موجود برای بزرگی های بزرگ | x 1 + x2 | با زاویه فشار عملیاتی برای تقسیم یکنواخت از تغییر مشخصات مشخصات بیان می شوند. برای یک پین نصب شده "بیش از حد" (به عنوان مثال ، یک پین مرکزی در رابطه با چرخ دنده های سیاره ای) ، لازم است که در نظر بگیرید که - برای مدت کوتاهی حداقل در هنگام راه اندازی - ممکن است عکس العمل کاملاً مورد استفاده قرار گیرد (شکل 3.2/7) ، زیرا دندان پیونیون با وزن خود به شکاف پیشخوان Teeth می رسد.

### جملات:

EN: For an “overhung” mounted pinion (e.g., a central pinion in conjunction with planetary gears), it is necessary to take into consideration that – for a short time at least while starting up – the backlash may be entirely used up (Figure 3.2/7), because the pinion tooth will drop into the gap of the counter gear teeth by its own weight.

FA: برای یک پین نصب شده "بیش از حد" (به عنوان مثال ، یک پین مرکزی در رابطه با چرخ دنده های سیاره ای) ، لازم است که در نظر بگیرید که - برای مدت کوتاهی حداقل در هنگام راه اندازی - ممکن است عکس العمل کاملاً مورد استفاده قرار گیرد (شکل 3.2/7) ، زیرا دندان پیونیون با وزن خود به شکاف پیشخوان Teeth می رسد.

## پاراگراف #225.2

English: Another simplification is to neglect the load-dependency of the gearing stiffness. The reasons for load dependency are the existence of off-line-of-action tip contact, which leads to an enlargement of the contact ratio and whose size is dependent on the load, and the load-dependent stiffness part, which is produced by Hertzian deflection. If one assumes that the load fluctuations resulting from the vibrations are relatively minor compared to the nominal load (the aim in the design of the gear transmissions), then the path of stiffness ascertained for the nominal load can be used as a load-independent quantity in the calculation. Moreover, in view of the difficulties involved in determining the damping’s dependency on the rotating angle (refer to Section 6.3.4.4), only a mean damping constant is factored into the calculation. The differential equation system (6.3/35) now takes shape as follows: () () (),, Mq Dq C t q r t p t q q h++ = + + (6.3/36) For a further simplification one disregards the non-linearities ()q q t p, ,. These are produced especially when the backlash of the tooth and roller bearing clearance take effect, when the static pre-load that exists is cancelled out due to the vibrations. That only happens in cases of very large vibration amplitudes, which should be avoided in applications in practice. That is why a linearisation by a deletion of the vector ()q q t p, , in Equation (6.3/35) or Equation (6.3/36) is permissible for a practical calculation in the area of uninterrupted flank contact. The linearised model (Figure 6.3/11) only loses its validity if K v exceeds the value 2.0 (in direct vicinity of resonance).

Persian: ساده سازی دیگر ، غفلت از وابستگی به بار سفتی دنده است. دلایل وابستگی به بار وجود تماس با نوک خارج از عمل است که منجر به بزرگ شدن نسبت تماس می شود و اندازه آن به بار وابسته است و قسمت سفتی وابسته به بار ، که توسط انحراف هرتزین تولید می شود. اگر کسی فرض کند که نوسانات بار ناشی از ارتعاشات در مقایسه با بار اسمی (هدف در طراحی انتقال دنده) نسبتاً جزئی است ، در این صورت مسیر سختی مشخص شده برای بار اسمی می تواند به عنوان یک مقدار مستقل از بار در محاسبه استفاده شود. علاوه بر این ، با توجه به مشکلات مربوط به تعیین وابستگی میرایی به زاویه چرخان (به بخش 6.3.4.4 مراجعه کنید) ، فقط یک ثابت میرایی در محاسبه قرار می گیرد. سیستم معادله دیفرانسیل (6.3/35) اکنون به شرح زیر شکل می گیرد: () () () ، Mq DQ C T Q R T P T Q H ++ = + + (6.3/36) برای ساده سازی بیشتر ، عدم رعایت غیر خطی ها () q q t p ، ،. اینها به ویژه هنگامی تولید می شوند که واکنش های بلبرینگ دندان و غلتک به وجود می آید ، هنگامی که پیش از بار استاتیک که وجود دارد به دلیل ارتعاشات لغو می شود. این تنها در موارد دامنه لرزش بسیار بزرگ اتفاق می افتد ، که باید در کاربردهای عمل از آن جلوگیری شود. به همین دلیل است که یک خطی با حذف بردار () q q t p ، در معادله (6.3/35) یا معادله (36/36) برای محاسبه عملی در ناحیه تماس پهلو بدون وقفه مجاز است. مدل خطی (شکل 6.3/11) فقط اعتبار خود را از دست می دهد اگر K V از مقدار 2.0 (در مجاورت مستقیم رزونانس) فراتر رود.

### جملات:

EN: These are produced especially when the backlash of the tooth and roller bearing clearance take effect, when the static pre-load that exists is cancelled out due to the vibrations.

FA: اینها به ویژه هنگامی تولید می شوند که واکنش های بلبرینگ دندان و غلتک به وجود می آید ، هنگامی که پیش از بار استاتیک که وجود دارد به دلیل ارتعاشات لغو می شود.

## پاراگراف #230.2

English: 6.3.4.5 Vibration Calculation While ascertaining the additional internal dynamic loads, it makes sense to conduct the motion equation (6.3/34) in three steps: • ascertainment of the static behaviour under nominal load, • determination of the resonant frequencies and natural modes, and • ascertainment of the time behaviour and the amplitude-speed behaviour. Registering the static behaviour provides initial information about the strain on the individual coupling elements and possible weaknesses in the construction. Here the static position vector q0 marks the operating point in the vicinity of which the vibrations occur and is determined by m0Cq h = (6.3/47) The aim of the second step is to determine the resonance speed regions in order to make assertions about the anticipated additional loads already, without yet having carried out the subsequent vibration calculations. Put simply, with knowledge of the significant resonant frequencies, it is also possible to conduct the calculation of the additional loads in accordance with Section 6.3.4.8, whereby, however, major differences from the additional loads which actually exist must be allowed for. The resonant frequencies are determined with the help of Equation (6.3/48): ()2 i imȦ 0 CM v−= (6.3/48) In the actual vibration calculations, for a nominal rotational speed the course of the additional dynamic loads over a vibration period and the maximum value of the additional load in this vibration period are determined. With these maximum amplitudes it is then possible to create the speed-dependent tooth load trace (as in Figure 6.3/6, for example), whose value is produced at the end of the tooth load calculation. Finally, for a speed in question, the ratio of the maximum tooth load to the mean tooth load effective during a vibration period is stated as the dynamic factor K v. Analytically, the equation system of motion Equation (6.3/36) is not solvable in closed form. Two ways to find the solution are numerical simulation methods or partial analytical approximation methods. Numerical simulation methods enable the exact acquisition of the parameters for the respective vibration status, such as the stiffness changes in the case of separating flanks or the resulting tooth system deviations. In the numerical simulation, Equation (6.3/35) is converted into a corresponding equation of state xAx b=+ (6.3/49) with the state vector q xq= (6.3/50) whose solution is calculated with numerical integration methods. The approximation methods determine the rotating angle or time-dependent model parameters only approximately in the form of a Fourier series with a low number of harmonics. A Fourier series approach is also used for the solution components of q. As such, usually only linearised models (without backlash of the tooth) can be calculated. Compared to numerical integration, often clear benefits in terms of calculation time can be achieved, with sufficient precision, nonetheless. The following are used as approximation methods:

Persian: 6.3.4.5 محاسبه لرزش در حالی که بارهای دینامیکی داخلی اضافی را مشخص می کند ، انجام معادله حرکتی (6.3/34) در سه مرحله منطقی است: • تعیین رفتار استاتیک تحت بار اسمی ، • تعیین فرکانس های رزونانس و حالت های طبیعی ، و • تعیین رفتار زمان و رفتار دامنه. ثبت رفتار استاتیک اطلاعات اولیه در مورد فشار بر روی عناصر اتصال فردی و نقاط ضعف احتمالی در ساخت و ساز را ارائه می دهد. در اینجا وکتور موقعیت استاتیک Q0 نقطه عملیاتی را در مجاورت که ارتعاشات از آن رخ می دهد نشان می دهد و توسط M0CQ H = (6.3/47) تعیین می شود ، هدف از مرحله دوم تعیین مناطق سرعت رزونانس به منظور ایجاد ادعاهایی در مورد بارهای اضافی پیش بینی شده در حال حاضر ، بدون اینکه هنوز محاسبه ارتعاشات متعاقب را انجام نداده باشد. به عبارت ساده ، با آگاهی از فرکانس های رزونانس قابل توجه ، انجام محاسبه بارهای اضافی مطابق با بخش 6.3.4.8 نیز امکان پذیر است ، با این حال ، با این حال ، تفاوت های عمده ای از بارهای اضافی که در واقع وجود دارد باید مجاز باشد. فرکانس های رزونانس با کمک معادله (6.3/48) تعیین می شود: () 2 i imȧ 0 cm v− = (6.3/48) در محاسبات لرزش واقعی ، برای سرعت چرخش اسمی ، دوره بارهای پویا اضافی در یک دوره ارتعاش و حداکثر مقدار بار اضافی در این دوره ارتعاش مشخص می شود. با استفاده از این حداکثر دامنه ها ، می توان اثری از بار دندان وابسته به سرعت ایجاد کرد (به عنوان مثال در شکل 6.3/6) ، که مقدار آن در انتهای محاسبه بار دندان تولید می شود. سرانجام ، برای یک سرعت مورد نظر ، نسبت حداکثر بار دندان به میانگین بار دندان موثر در یک دوره لرزش به عنوان فاکتور پویا K در مقابل تحلیلی بیان شده است ، سیستم معادله معادله حرکت (36/36) به صورت بسته قابل حل نیست. دو راه برای یافتن راه حل روشهای شبیه سازی عددی یا روشهای تقریب تحلیلی جزئی است. روشهای شبیه سازی عددی دستیابی دقیق پارامترها را برای وضعیت لرزش مربوطه ، مانند تغییرات سختی در مورد جدا کردن پهلوها یا انحراف سیستم دندان حاصل می کند. در شبیه سازی عددی ، معادله (6.3/35) به یک معادله مربوط از حالت Xax B =+ (6.3/49) با وکتور حالت q xq = (6.3/50) تبدیل می شود. روشهای تقریبی زاویه چرخشی یا پارامترهای مدل وابسته به زمان را فقط تقریباً در قالب یک سری فوریه با تعداد کمی هارمونیک تعیین می کنند. از یک رویکرد سری فوریه نیز برای اجزای راه حل q استفاده می شود. به همین ترتیب ، معمولاً فقط مدل های خطی (بدون واکنش به دندان) محاسبه می شوند. در مقایسه با ادغام عددی ، با این وجود با دقت کافی می توان مزایای روشنی را از نظر زمان محاسبه حاصل کرد. موارد زیر به عنوان روش تقریبی استفاده می شود:

### جملات:

EN: As such, usually only linearised models (without backlash of the tooth) can be calculated.

FA: به همین ترتیب ، معمولاً فقط مدل های خطی (بدون واکنش به دندان) محاسبه می شوند.

## پاراگراف #231.2

English: • calculation based on perturbations, • methods of the slowly fluctuating phase and amplitude, • approach with infinite Fourier series, • successive approximation with integral-differential equations. Applying approximation methods to complicated structures and non-linear models demands a major effort of analytical incisiveness and preparation of the equation system. The methods of integral-differential equations have already been applied to the complicated structure of planetary gear transmissions by Hortel [6.3/10], for example. For complex models and the standardised depiction of coupled mechanical and electrical assemblies, and for determining control and regulation systems, multi-body simulation lends itself well and is described in Appendix 5. 6.3.4.6 Special Features of Vibration Behaviour Non-linear vibration behaviour At this point, only the influence of the “major” non-linearities owing to the existing tooth back- lash and bearing clearances are to be explained. Minor non-linearities of the stiffness of a tooth pair, which is to a small extent load dependent, and the non-linearity due to the load-dependent size of the off-line-of-action tip contact remain disregarded because they have no significant influence on the vibration behaviour. As far as the stiffness values are determined for the nominal load (= operating point), then this load influence has been sufficiently registered. In contrast, the effective stiffness of the gearing sinks abruptly to the value zero if the tooth backlash takes effect in the case of flank separation under load. Only when the loaded flanks come into contact again or the non-working flanks impact one another will the gearing stiffness take effect again. For the vibration process this means that in the gearing in the state of separated flanks there are no reactive loads in effect anymore, and with that no acceleration loads are caused through the deformation of the tooth stiffness. In cases of strong vibrations, where tooth backlash takes effect, gear transmissions with backlash would not exhibit such large vibration amplitudes as gear transmissions without backlash. In the tooth load trace over speed, the influence of tooth backlash makes itself evident in a decrease in resonance amplitudes (from roughly K v > 2.0) and a drop in the resonance curve towards lower speeds. This decrease can be plausibly explained by the fact that with backlash in effect, the mean value of the gearing stiffness in effect during a mesh period, and thus also the natural frequency of the resonance, decreases. The resonance shifts to lower speeds, and does this even more so the longer the backlash is in effect during a mesh period. However, this drop in the resonance curve brings with it the creation of unstable areas in this curve, in which the amplitude can jump. As such, different tooth load traces can occur when the resonance point is crossed with rising or falling speeds. At an increasing speed the abrupt change from the lower resonance curve segment to the upper only takes place at a higher speed than the jump from the upper to the lower resonance curve segment at a decreasing speed. Figure 6.3/16 shows a measured tooth load trace over speed, with the influence of the tooth backlash clearly evident (gear transmission rattling, refer to [6.3/11]). The processes actually taking place when tooth backlash takes effect can only be precisely registered if not only the non-linear spring characteristic curve is taken into account, but also when impact effects that occur when the tooth flanks strike are included. Especially in the case of the so-called “rattling” of unloaded gears that are also running in car shift gearboxes, the impact impulses must be taken into account because deformations of the gearing hardly occur, and only the application of impact theory can lead to solving the vibration problem [6.3/11], [6.3/19], [6.3/20].

Persian: • محاسبه مبتنی بر آشفتگی ها ، • روشهای فاز و دامنه به آرامی نوسان ، • رویکرد با سری بی نهایت فوریه ، • تقریب پی در پی با معادلات دیفرانسیل انتگرال. استفاده از روشهای تقریبی در ساختارهای پیچیده و مدلهای غیرخطی ، تلاش عمده ای برای تحلیلی تحلیلی و تهیه سیستم معادله است. به عنوان مثال ، روش های معادلات دیفرانسیل انتگرال قبلاً در ساختار پیچیده انتقال دنده های سیاره ای توسط هورتل [6.3/10] اعمال شده است. برای مدل های پیچیده و تصویر استاندارد از مجامع مکانیکی و الکتریکی همراه و برای تعیین سیستم های کنترل و تنظیم ، شبیه سازی چند بدن خود را به خوبی قرض می دهد و در ضمیمه 5 توضیح داده شده است. غیر خطی های جزئی از سفتی یک جفت دندان ، که به میزان کمی وابسته به بار است ، و غیر خطی بودن به دلیل اندازه وابسته به بار تماس با نوک خارج از خط ، نادیده گرفته می شود زیرا آنها تأثیر معنی داری در رفتار لرزش ندارند. تا آنجا که مقادیر سفتی برای بار اسمی (= نقطه عملیاتی) تعیین می شود ، این تأثیر بار به اندازه کافی ثبت شده است. در مقابل ، در صورتی که واکنش شدید دندان در صورت جداسازی پهلو تحت بار ، به طور ناگهانی به مقدار صفر غرق می شود. فقط هنگامی که پهلوهای بارگذاری شده دوباره در تماس قرار می گیرند یا پهلوهای غیر کار بر یکدیگر تأثیر می گذارند ، سفتی دنده ای دوباره عملی می شود. برای فرآیند ارتعاش این بدان معنی است که در حالت دنده های جدا شده دیگر هیچ بار واکنشی در اثر وجود ندارد و با آن هیچ بار شتاب از طریق تغییر شکل سفتی دندان ایجاد نمی شود. در موارد ارتعاشات قوی ، جایی که واکنش شدید دندان به وجود می آید ، انتقال دنده ها با واکنش شدید چنین دامنه لرزش بزرگی مانند انتقال دنده را بدون واکنش نشان نمی دهد. در ردیابی بار دندان بیش از سرعت ، تأثیر واکنش شدید دندان در کاهش دامنه رزونانس (از تقریباً K V> 2.0) و افت منحنی رزونانس به سمت سرعت پایین آشکار می شود. این کاهش را می توان به طور محتمل با این واقعیت توضیح داد که با اثر واکنش شدید ، میانگین ارزش سفتی دنده در طی یک دوره مش ، و در نتیجه فرکانس طبیعی رزونانس ، کاهش می یابد. رزونانس به سرعت های پایین تر تغییر می کند و این کار را حتی بیشتر انجام می دهد تا مدت زمان طولانی تر در طی یک دوره مش انجام شود. با این حال ، این افت منحنی رزونانس ایجاد مناطق ناپایدار در این منحنی را به همراه می آورد ، که در آن دامنه می تواند پرش کند. به همین ترتیب ، هنگام عبور از نقطه رزونانس با افزایش یا سرعت در حال سقوط ، می توان آثار مختلف بار دندان رخ داد. با سرعت فزاینده ، تغییر ناگهانی از بخش منحنی رزونانس پایین به قسمت فوقانی تنها با سرعت بالاتر از پرش از قسمت منحنی رزونانس پایین با سرعت کاهش می یابد. شکل 6.3/16 اثری از بار دندان اندازه گیری شده بیش از سرعت را نشان می دهد ، با تأثیر واکنش شدید دندان به وضوح مشهود است (انتقال دنده گیربکس ، به [6.3/11] مراجعه کنید). فرایندهایی که در صورت شروع واکنش به حالت عقب نشینی دندان انجام می شود ، فقط می توانند دقیقاً ثبت شوند اگر نه تنها منحنی مشخصه بهار غیر خطی در نظر گرفته شود ، بلکه در مواردی که اثرات ضربه ای که هنگام اعتصاب پهلوهای دندان رخ می دهد رخ می دهد. به خصوص در مورد به اصطلاح "لرزش" چرخ دنده های تخلیه نشده که در گیربکس های شیفت خودرو نیز کار می کنند ، باید تکانه های ضربه ای در نظر گرفته شود زیرا تغییر شکل دنده به سختی رخ می دهد ، و فقط کاربرد تئوری ضربه می تواند منجر به حل مشکل ارتعاش شود [6.3/11] ، [6.3/19] ، [6.3/20].

### جملات:

EN: In contrast, the effective stiffness of the gearing sinks abruptly to the value zero if the tooth backlash takes effect in the case of flank separation under load.

FA: در مقابل ، در صورتی که واکنش شدید دندان در صورت جداسازی پهلو تحت بار ، به طور ناگهانی به مقدار صفر غرق می شود.

EN: In cases of strong vibrations, where tooth backlash takes effect, gear transmissions with backlash would not exhibit such large vibration amplitudes as gear transmissions without backlash.

FA: در موارد ارتعاشات قوی ، جایی که واکنش شدید دندان به وجود می آید ، انتقال دنده ها با واکنش شدید چنین دامنه لرزش بزرگی مانند انتقال دنده را بدون واکنش نشان نمی دهد.

EN: In the tooth load trace over speed, the influence of tooth backlash makes itself evident in a decrease in resonance amplitudes (from roughly K v > 2.0) and a drop in the resonance curve towards lower speeds.

FA: در ردیابی بار دندان بیش از سرعت ، تأثیر واکنش شدید دندان در کاهش دامنه رزونانس (از تقریباً K V> 2.0) و افت منحنی رزونانس به سمت سرعت پایین آشکار می شود.

EN: This decrease can be plausibly explained by the fact that with backlash in effect, the mean value of the gearing stiffness in effect during a mesh period, and thus also the natural frequency of the resonance, decreases.

FA: این کاهش را می توان به طور محتمل با این واقعیت توضیح داد که با اثر واکنش شدید ، میانگین ارزش سفتی دنده در طی یک دوره مش ، و در نتیجه فرکانس طبیعی رزونانس ، کاهش می یابد.

EN: The resonance shifts to lower speeds, and does this even more so the longer the backlash is in effect during a mesh period.

FA: رزونانس به سرعت های پایین تر تغییر می کند و این کار را حتی بیشتر انجام می دهد تا مدت زمان طولانی تر در طی یک دوره مش انجام شود.

EN: Figure 6.3/16 shows a measured tooth load trace over speed, with the influence of the tooth backlash clearly evident (gear transmission rattling, refer to [6.3/11]).

FA: شکل 6.3/16 اثری از بار دندان اندازه گیری شده بیش از سرعت را نشان می دهد ، با تأثیر واکنش شدید دندان به وضوح مشهود است (انتقال دنده گیربکس ، به [6.3/11] مراجعه کنید).

EN: The processes actually taking place when tooth backlash takes effect can only be precisely registered if not only the non-linear spring characteristic curve is taken into account, but also when impact effects that occur when the tooth flanks strike are included.

FA: فرایندهایی که در صورت شروع واکنش به حالت عقب نشینی دندان انجام می شود ، فقط می توانند دقیقاً ثبت شوند اگر نه تنها منحنی مشخصه بهار غیر خطی در نظر گرفته شود ، بلکه در مواردی که اثرات ضربه ای که هنگام اعتصاب پهلوهای دندان رخ می دهد رخ می دهد.

## پاراگراف #232.2

English: Figure 6.3/16 Measured tooth load trace of a single-stage gear transmission with non-linear resonance behaviour owing to tooth backlash [6.3/1] (refer to Appendix 5) Unstable vibration behaviour In resonance regions, parameter excitation caused by fluctuation of the gearing stiffness can even lead to unstable vibration behaviour, that is, to constant growth in the vibration amplitudes. In practice, however, this uninterrupted growth in amplitude is prevented when non-linearities take effect. Such critical vibration conditions exist in cases where parameter and combination reso-nances occur with stiffness fluctuations of very high excitation intensity, and the vibration damp-ing is very low at the same time. These resonances, which are especially possible in parametric-excited vibration systems, exist when the following applies: jk zF HGȦ+ȦȞ1, 2, 3, ...; , 1, 2, ...Ȟjk n Ω= = = (6.3/51) with ȍz angular mesh frequency ν resonance order = number of the excitation harmonics ω natural angular frequency nFHG number of degrees of model freedom With j k one speaks of combination resonances, and with j = k of parameter resonances. Theoretically speaking, for multiple-mass models there is a multitude of such resonance points. However, only the following need to be considered; for these the following apply: • ν = 1, because the largest excitation intensity exists here (mesh frequency), • Ȧ j and Ȧk are natural angular frequencies, which are mainly allotted to the kinds of gearing whose mesh frequency one accounts for with ȍz.

Persian: شکل 6.3/16 اندازه گیری بار دندان از یک انتقال دنده تک مرحله ای با رفتار رزونانس غیر خطی به دلیل واکنش شدید دندان [6.3/1] (مراجعه به پیوست 5) رفتار لرزش ناپایدار در مناطق رزونانس ، تحریک پارامتر ناشی از نوسانات سفتی چرخ دنده حتی می تواند منجر به رفتار لرزش ناموفق شود ، این به رشد مداوم در ارتعاش در ارتعاش است. با این حال ، در عمل ، این رشد بی وقفه در دامنه هنگامی که غیر خطی ها عملی می شوند ، جلوگیری می شود. چنین شرایط ارتعاش بحرانی در مواردی وجود دارد که پارامتر و ملک های تجمع ترکیبی با نوسانات سختی از شدت تحریک بسیار زیاد رخ می دهند ، و مرطوب شدن لرزش در همان زمان بسیار کم است. این رزونانس ها ، که به ویژه در سیستم های لرزش تحریک پارامتری امکان پذیر هستند ، در صورت استفاده از موارد زیر وجود دارد: JK ZF HGȧ+ȧȟ1 ، 2 ، 3 ، ... ؛ ، 1 ، 2 ، ... ȟjk n ω = = = (6.3/51) با فرکانس مش زاویه ای ȍZ ترتیب رزونانس ȍ ν ترتیب رزونانس = تعداد هارمونیک های تحریک ω فرکانس زاویه ای طبیعی nfhg تعداد درجه آزادی مدل با j one صحبت می کند از طنین های ترکیبی ، و با j = k از رزونانس پارامتر. از لحاظ تئوریکی ، برای مدل های جرم چندگانه ، تعداد زیادی از این نقاط رزونانس وجود دارد. با این حال ، فقط موارد زیر باید در نظر گرفته شود. برای این موارد زیر اعمال می شود: • ν = 1 ، زیرا بزرگترین شدت تحریک در اینجا (فرکانس مش) وجود دارد ، • ȧ j و ȧk فرکانس های زاویه ای طبیعی هستند که عمدتا به انواع دنده ای که فرکانس مش آنها را با ȍZ اختصاص می دهد ، اختصاص می یابد.

### جملات:

EN: Figure 6.3/16 Measured tooth load trace of a single-stage gear transmission with non-linear resonance behaviour owing to tooth backlash [6.3/1] (refer to Appendix 5) Unstable vibration behaviour In resonance regions, parameter excitation caused by fluctuation of the gearing stiffness can even lead to unstable vibration behaviour, that is, to constant growth in the vibration amplitudes.

FA: شکل 6.3/16 اندازه گیری بار دندان از یک انتقال دنده تک مرحله ای با رفتار رزونانس غیر خطی به دلیل واکنش شدید دندان [6.3/1] (مراجعه به پیوست 5) رفتار لرزش ناپایدار در مناطق رزونانس ، تحریک پارامتر ناشی از نوسانات سفتی چرخ دنده حتی می تواند منجر به رفتار لرزش ناموفق شود ، این به رشد مداوم در ارتعاش در ارتعاش است.

## پاراگراف #374.2

English: CW H 11 h HT CT WT1.4ȗ ı ıȗWc N§·=⋅ ⋅ ⋅¨¸ ©¹N N (6.5/117) with W1 Erosion due to wear (equidistant ablation) in mm/h σH Hertzian contact stress of the gearing to be calculated σHT Hertzian contact stresses of the test gear set (reference pairing, Table 6.5/26) CN Equivalent radius of curvature of the flank pairing to be calculated; 1/CN=1/C1N+1/C2N CTN Equivalent radius of curvature of the test gear set (reference pairing); CTN = 8.4 mm ȗW Assessed specific sliding ȗW =tip1 1 tip2 2ȗİ ȗİ ′′⋅+ ⋅ ; 1 Į 2 İ ;İ EC g AC gα′′== ; (1) driving ȗWT Mean specific gliding of the test gear set (reference pairing); ȗWT = 0.74 Nh Load cycle per hour The wear coefficient c1 is to be determined through tests or from information given in literature (e.g., [6.5/81]), from which the following empirical Equation (6.5/118) was also formed: () p CT C 11 T c = c hh (6.5/118) Here the following apply: c1T Wear coefficient, test gearing (reference gearing); Table 6.5/26 hCT/hC Lubricating film thickness ratio; hCT test gearing, Table 6.5/26, hC gearing to be calculated Equation (6.5/83) with hC = hmin,isoth p Exponent for influence of the lubricating film thickness; Table 6.5/26 The quality of the curve of wear of slowly running gears, ascertained experimentally by Plewe , is depicted in Figure 6.5/54 [6.5/84], [6.5/86]. The appearance of high-level wear below a rolling speed of v = 0.5 m/s is typical in cases of hardened and quenched and tempered gears. The pairing of hard and soft results in high wear values. Further works based on Plewe are aimed at ascertaining local wear and at internal gearing (Schudy, J.: “Tests on flank load-bearing capacity of external and internal gearing” (draft) Dissertation TU Munich 2010). In connection with attempts to further penetrate the wear problem theoretically, the name Dierich [6.5/87] should be mentioned, who modelled the surface as a stochastic process field. This was the basis on which Voßiek developed further approaches for the theory of wear forecasting among gear pairs [6.5/88]. Abrasive wear due to impurities in oils was studied by Stoew [6.5/85]. For the range studies (v w = 4 to 13 m/s; ıH = 150 to 650 N/mm2, C45 quenched and tempered) a dependency on sliding path could be found, but none on sliding speed. With the number of cycles of rolling and the load, the wear increased arithmetically. Permissible wear is to be determined according to multiple criteria. These include • Minimum breakage safety of tooth root (reduction of tooth thickness) • Maximum permissible quantity of abrasion in the lubricant • Pointing of the teeth or minimum tooth tip thickness • Weakening of the case hardness • Maximum backlash • Deterioration of the tooth form among gears which occasionally run quickly (maximum permissible helix form deviation decisive, increase in dynamic load and noise)

Persian: CW H 11 H HT Ct WT1.4ȗ ı ıȗwc n§ · = ⋅ ⋅ ⋅ © © ¹n n (6.5/117) با فرسایش W1 به دلیل سایش (فرسایش Equidistant) در MM/H σH Hertzian Stress از چرخ دنده ای که از دنده استفاده می شود. شعاع انحنای جفت پهلو محاسبه می شود. 1/cn = 1/c1n+1/c2n CTN شعاع معادل انحنای مجموعه دنده تست (جفت مرجع) ؛ ctn = 8.4 mm ȗW کشویی خاص ȗw = tip1 1 tip2 2ȗȗ ȗ ′ ′ ⋅+ سیار ارزیابی کرد. 1 į 2 ̇ ؛ ̇ ec g ac gα ′ ′ == ؛ (1) رانندگی - میانگین پرواز خاص مجموعه دنده تست (جفت مرجع). ȗwt = 0.74 NH چرخه بار در ساعت در ساعت ضریب سایش C1 از طریق تست ها یا از اطلاعات داده شده در ادبیات تعیین می شود (به عنوان مثال ، [6.5/81]) که از آن معادله تجربی زیر (6.5/118) نیز تشکیل شده است: () P CT C 11 T C = C HH (دنده) (6.5/118) در اینجا. جدول 6.5/26 HCT/HC نسبت ضخامت فیلم روغن کاری ؛ تست تست HCT ، جدول 6.5/26 ، HC Gearing برای محاسبه معادله (6.5/83) با HC = HMIN ، Isoth P Exponent برای تأثیر ضخامت فیلم روغن کاری. جدول 6.5/26 کیفیت منحنی سایش چرخ دنده های آهسته در حال اجرا ، که توسط Plewe به طور تجربی مشخص شده است ، در شکل 6.5/54 [6.5/84] ، [6.5/86] نشان داده شده است. ظاهر سایش سطح بالا در زیر سرعت نورد V = 0.5 متر بر ثانیه در مواردی که چرخ دنده های سخت و خاموش و معتدل است معمولی است. جفت شدن سخت و نرم منجر به مقادیر سایش زیاد می شود. آثار بیشتر بر اساس Plewe با هدف مشخص کردن سایش محلی و در وسایل داخلی انجام می شود (Schudy ، J: "تست های مربوط به ظرفیت بارگذاری بار از دنده خارجی و داخلی" (پیش نویس) پایان نامه TU Munich 2010). در ارتباط با تلاش برای نفوذ بیشتر به مسئله سایش ، از لحاظ نظری ، باید نام Dierich [6.5/87] ذکر شود ، که سطح آن را به عنوان یک قسمت فرآیند تصادفی مدل می کند. این مبنایی بود که Voßiek رویکردهای بیشتری را برای تئوری پیش بینی سایش در بین جفت دنده ها ایجاد کرد [6.5/88]. ساینده ساینده به دلیل ناخالصی در روغن ها توسط استو [6.5/85] مورد بررسی قرار گرفت. برای مطالعات دامنه (V = 4 تا 13 متر بر ثانیه ؛ ıH = 150 تا 650 نانومتر در میلی متر ، C45 خاموش و معتدل) وابستگی به مسیر کشویی یافت می شود ، اما هیچ کدام در سرعت کشویی نیست. با تعداد چرخه های نورد و بار ، سایش از نظر حسابی افزایش یافته است. سایش مجاز با توجه به معیارهای متعدد تعیین می شود. این موارد شامل: حداقل ایمنی شکستگی ریشه دندان (کاهش ضخامت دندان) • حداکثر مقدار مجاز سایش در روان کننده • اشاره به دندان ها یا حداقل ضخامت نوک دندان • تضعیف سختی مورد • حداکثر بازگرداندن شکل دندان در بین چرخ دنده ها (حداکثر سریعاً به سرعت اجرا می شود.

### جملات:

EN: These include • Minimum breakage safety of tooth root (reduction of tooth thickness) • Maximum permissible quantity of abrasion in the lubricant • Pointing of the teeth or minimum tooth tip thickness • Weakening of the case hardness • Maximum backlash • Deterioration of the tooth form among gears which occasionally run quickly (maximum permissible helix form deviation decisive, increase in dynamic load and noise)

FA: این موارد شامل: حداقل ایمنی شکستگی ریشه دندان (کاهش ضخامت دندان) • حداکثر مقدار مجاز سایش در روان کننده • اشاره به دندان ها یا حداقل ضخامت نوک دندان • تضعیف سختی مورد • حداکثر بازگرداندن شکل دندان در بین چرخ دنده ها (حداکثر سریعاً به سرعت اجرا می شود.

## پاراگراف #384.2

English: Figure 6.6/3 Auxiliary parameters for determining the gear idling loss; b) splash oil coefficient CSp (splash lubrication) according to Mauz [6.6/10] The degree of gear loss when idling VZ0 can be related to the degree of gear loss VZ via the gear idling loss coefficient fZ0: Vf VZZ Z00= (6.6/16) Typical values for fZ0 with spray lubrication in Figure 6.6/3a are from Eiselt [6.6/7]. It therefore follows from Equation (6.6/15) that VV fZZP=−1Z0 (6.6/17) where VZP is taken from Equation (6.6/6). Constructive influences, such as the tooth backlash, the gear ratio distribution for a multi-stage gear transmission and the immersion depth on the load-independent transmission losses have been investigated by Leimann [6.6/54] and corresponding conclusions drawn. For high-speed gear drives (turbo drives), the major part of the total loss consists of idling losses. Experimental investigations to determine the idling losses of injection-lubricated cylindrical gears at circumferential speed up to 200 m/s were carried out by Maurer [6.6/44]. The subject matter of this research consisted of ventilation losses, which form the major part of the idling losses, and hydraulic losses. The ventilation losses are primarily influenced by the gearing parameters of face width and module. Empirical equations and theoretical similarity approaches have been deduced to calculate the ventilation loss torque. The ventilation losses have a significant influence for circumferential speed v > 50 m/s. These losses can be clearly reduced by gear boxes vacuumed or filled with thin air or gases with low density (e.g., helium; see patent WO 1996015392 A1).

Persian: شکل 6.6/3 پارامترهای کمکی برای تعیین ضرر بیکار دنده. b) ضریب روغن چلپ چلوپ CSP (روغن کاری چلپ چلوپ) با توجه به Mauz [6.6/10] درجه از دست دادن دنده در هنگام استفاده از VZ0 می تواند مربوط به درجه از دست دادن دنده VZ از طریق ضریب ضریب بیکاری چرخ دنده FZ0: VF VZZ Z00 = (6.6/16) مقادیر معمولی Fz0 با روغنکاری اسپری در شکل 6.6/3A باشد. بنابراین از معادله (6.6/15) پیروی می کند که vv fzzp = −1z0 (6.6/17) که VZP از معادله (6.6/6) گرفته می شود. تأثیرات سازنده ، مانند واکنش شدید دندان ، توزیع نسبت دنده برای انتقال دنده چند مرحله ای و عمق غوطه وری در تلفات انتقال مستقل از بار توسط لیمان [6.6/54] و نتیجه گیری مربوطه به دست آمده است. برای درایوهای چرخ دنده پر سرعت (درایوهای توربو) ، بخش عمده از دست دادن کل شامل ضررهای بیکار است. تحقیقات تجربی برای تعیین تلفات بیکار چرخ دنده های استوانه ای تزریق شده با سرعت محیطی تا 200 متر بر ثانیه توسط مورر انجام شد [6.6/44]. موضوع این تحقیق شامل تلفات تهویه بود که بخش عمده ای از تلفات بیکار و تلفات هیدرولیکی را تشکیل می دهد. تلفات تهویه در درجه اول تحت تأثیر پارامترهای دنده ای از عرض صورت و ماژول است. معادلات تجربی و رویکردهای شباهت نظری برای محاسبه گشتاور از دست دادن تهویه استنباط شده است. تلفات تهویه تأثیر قابل توجهی برای سرعت محیطی V> 50 متر بر ثانیه دارد. این تلفات را می توان به وضوح با جعبه های دنده ای خالی شده یا پر از هوای نازک یا گازها با چگالی کم کاهش داد (به عنوان مثال ، هلیوم ؛ به ثبت اختراع WO 1996015392 A1 مراجعه کنید).

### جملات:

EN: Constructive influences, such as the tooth backlash, the gear ratio distribution for a multi-stage gear transmission and the immersion depth on the load-independent transmission losses have been investigated by Leimann [6.6/54] and corresponding conclusions drawn.

FA: تأثیرات سازنده ، مانند واکنش شدید دندان ، توزیع نسبت دنده برای انتقال دنده چند مرحله ای و عمق غوطه وری در تلفات انتقال مستقل از بار توسط لیمان [6.6/54] و نتیجه گیری مربوطه به دست آمده است.

## پاراگراف #571.2

English: 8 Ensuring the Accuracy of Cylindrical Gears 8.1 Introduction 8.1.1 Standardization As an important factor influencing the backlash, the function and interchangeability of the gears are ensured by requirements for the accuracy of the single gears in the tolerance system and for their tooth thickness in the system of fits . The terms for the deviations of single gears and gear pairs, as well as the allowable values for the accuracy and backlash allowance parameters, are defined in standards. Specifications in accordance with ISO 1328 [8/18], [8/19] and informative amendments in ISO TR 10064 Part 1 to 5 [8/20] to [8/24] apply internationally. In Germany, the key terms were defined in DIN 3960 [8/1], the tolerance system in DIN 3961 [8/2], DIN 3962 [8/3] to [8/5], DIN 3963 [8/6] and DIN 3964 [8/7] and the system of fits in DIN 3967 [8/8]. A further revision of the standards will take place continuously in the coming years and will gradually lead to the standardisation of specifications. The international standard ISO 21771 [8/10] in the German version DIN ISO 21771 [8/11] and the national amendment DIN 21772 [8/12] are a basis for further development. The essential difference in the calculations is that, when using the equations in accordance with DIN ISO 21771, all geometric variables have a positive result, even with internal gearing (despite the negative number of teeth, which remains as an identifying feature), whereas, when using the equations in accordance with DIN 3960 for internal gearing, the negative number of teeth produces negative geometric parameters (diameter, pitch angle, tooth thickness angle, tooth space angle and centre distances). This negative sign does not mean that it is not a matter of real variables. In order to ensure the consistency of the calculations throughout the book, the new definitions and equations according to ISO 21171 have also been dispensed with in Section 8. Therefore, in the case of internal gearing, absolute values must be used as a basis for the testing (calculation of actual properties and comparison with the target properties). The revision of ISO 1328 in light of the AGMA specifications, e.g., [8/33], [8/34], [8/35] and [8/36], represents a possible basis for the unification of the allowable deviations and tolerances. From the standpoint of measurement implementation, the above-mentioned standards are supplemented by VDI/VDE guidelines [8/26] to [8/32]. 8.1.2 Tolerance System The accuracy grades of ISO and DIN gear tooth tolerance system correlate to the manufacturing costs for the individual types of deviation. They contain 12 grades of accuracy, where accuracy grade 1 is assigned to the smallest and accuracy grade 12 to the largest allowable deviations [8/2].

Persian: 8 اطمینان از صحت چرخ دنده های استوانه ای 8.1 مقدمه 8.1.1 استاندارد سازی به عنوان یک عامل مهم در تأثیرگذاری بر واکنش به واکنش ، عملکرد و تعویض چرخ دنده ها با الزامات لازم برای صحت چرخ دنده ها در سیستم تحمل و ضخامت دندان آنها در سیستم متناسب بودن تضمین می شود. اصطلاحات انحراف چرخ دنده ها و جفت دنده ها و همچنین مقادیر مجاز برای پارامترهای دقت و کمک هزینه های برگشت ، در استانداردها تعریف شده است. مشخصات مطابق با ISO 1328 [8/18] ، [8/19] و اصلاحات آموزنده در ISO TR 10064 قسمت 1 تا 5 [8/20] به [8/24] در سطح بین المللی اعمال می شود. در آلمان ، اصطلاحات کلیدی در DIN 3960 [8/1] ، سیستم تحمل در DIN 3961 [8/2] ، DIN 3962 [8/3] به [8/5] ، DIN 3963 [8/6] و DIN 3964 [8/7] و سیستم متناسب در DIN 3967 [8/8/8] تعریف شده است. تجدید نظر بیشتر از استانداردها در سالهای آینده به طور مداوم انجام می شود و به تدریج منجر به استاندارد سازی مشخصات می شود. استاندارد بین المللی ISO 21771 [8/10] در نسخه آلمانی DIN ISO 21771 [8/11] و اصلاحیه ملی DIN 21772 [8/12] مبنایی برای توسعه بیشتر است. تفاوت اساسی در محاسبات این است که ، هنگام استفاده از معادلات مطابق با DIN ISO 21771 ، تمام متغیرهای هندسی نتیجه مثبتی دارند ، حتی با دنده داخلی (علی رغم تعداد منفی دندانها ، که به عنوان یک ویژگی شناسایی باقی مانده است) ، در حالی که ، هنگام استفاده از معادلات با DIN 3960 برای Gearing ، Angle Angle GeaMeter GeaMeter GeaMeter (Teeth GeaMeter GeaMetrations) مسافت زاویه و مرکز). این علامت منفی به معنای این نیست که موضوع متغیرهای واقعی نیست. به منظور اطمینان از قوام محاسبات در طول کتاب ، تعاریف و معادلات جدید با توجه به ISO 21171 نیز در بخش 8 توزیع شده است. بنابراین ، در مورد دنده داخلی ، مقادیر مطلق باید به عنوان پایه ای برای آزمایش استفاده شود (محاسبه خصوصیات واقعی و مقایسه با خصوصیات هدف). تجدید نظر در ISO 1328 با توجه به مشخصات AGMA ، به عنوان مثال ، [8/33] ، [8/34] ، [8/35] و [8/36] ، پایه ای احتمالی برای اتحاد انحرافات و تحمل های مجاز است. از دیدگاه اجرای اندازه گیری ، استانداردهای فوق الذکر توسط دستورالعمل های VDI/VDE [8/26] تا [8/32] تکمیل می شوند. 8.1.2 سیستم تحمل نمرات دقت سیستم تحمل دندان ISO و DIN GEAR با هزینه های تولید برای انواع انحراف فردی ارتباط دارد. آنها حاوی 12 درجه دقت هستند ، جایی که دقت درجه 1 به کوچکترین و دقت درجه 12 به بزرگترین انحراف مجاز اختصاص می یابد [8/2].

### جملات:

EN: 8 Ensuring the Accuracy of Cylindrical Gears 8.1 Introduction 8.1.1 Standardization As an important factor influencing the backlash, the function and interchangeability of the gears are ensured by requirements for the accuracy of the single gears in the tolerance system and for their tooth thickness in the system of fits .

FA: 8 اطمینان از صحت چرخ دنده های استوانه ای 8.1 مقدمه 8.1.1 استاندارد سازی به عنوان یک عامل مهم در تأثیرگذاری بر واکنش به واکنش ، عملکرد و تعویض چرخ دنده ها با الزامات لازم برای صحت چرخ دنده ها در سیستم تحمل و ضخامت دندان آنها در سیستم متناسب بودن تضمین می شود.

EN: The terms for the deviations of single gears and gear pairs, as well as the allowable values for the accuracy and backlash allowance parameters, are defined in standards.

FA: اصطلاحات انحراف چرخ دنده ها و جفت دنده ها و همچنین مقادیر مجاز برای پارامترهای دقت و کمک هزینه های برگشت ، در استانداردها تعریف شده است.

## پاراگراف #572.2

English: The specification of test parameters and the grade of accuracy is usually carried out empirically on the basis of many years of experience. In order to facilitate the tolerance specifications, functional groups for specific operating characteristics and requirements are defined in DIN 3961: • uniformity of the transmission of motion ( G), • quiet running and dynamic load capacity ( L), • static load capacity (load distribution) ( T) and • no indication of the function ( N). For each functional group (G, L, T, N) three test groups (A, B, C) are defined (Table 8/1). These test groups contain up to 3 measurement quantities, which are suitable to evaluate in order to qualify gears regarding their accuracy grades. For example, testing of the pitch deviations, the transverse profile deviations and the flank line deviations is recommended for the functional group L (quiet running and dynamic load capacity) in the test group A for the accuracy grade 6. It is also possible to assign two or more functional groups of a different accuracy grade to one gear. This is referred to as tolerance families . Example: G 8, L 7 means: specification factors for uniformity of the transmission of motion ( G) in accuracy 8, specification factors for the quiet running ( L) in accuracy 7. In many cases no functional group is assigned in the tolerance indication. Then, the specifications of the manufacturer, the requirements of the client or jointly reached agreements apply to the testing. The specification of tolerances or grades of accuracy is increasingly carried out for heavily loaded gears according to dynamic calculations, calculations for load capacity and running uniformity on the basis of numerical analysis methods. The types of deviation to be tested (tolerances) should be defined in accordance with the information contained in each measurement quantity, the manufacturing conditions, the operating conditions, and possibly taking into account statistical analyses. 8.1.3 Gear: System of Fits The system of fits includes the relationships between backlash and toleranced fit sizes. To ensure the desired backlash between two meshing gears, reductions in the tooth thicknesses of both gears compared to the nominal tooth thicknesses are required. In DIN 3967 [8/8], tables are shown with recommended values for upper limit devi-ations E sns and tolerances Tsn of the normal tooth thickness. This results in the lower limit deviations E sni (Figure 8/1). It should be noted that, in practice, further influence quantities (e.g., centre distance, axis position deviations, tooth system deviations, as well as heating and the elastic effects of the load) influence the backlash too. Figure 8/1 Tooth thickness limit deviations and backlash

Persian: مشخصات پارامترهای آزمون و درجه دقت معمولاً بر اساس سالها تجربه به صورت تجربی انجام می شود. به منظور تسهیل مشخصات تحمل ، گروه های عملکردی برای خصوصیات و الزامات خاص در DIN 3961 تعریف شده است: • یکنواختی انتقال حرکت (G) ، • ظرفیت بار در حال اجرا و پویا (L) ، • ظرفیت بار استاتیک (توزیع بار) (T) و • هیچ نشانه ای از عملکرد (N). برای هر گروه عملکردی (G ، L ، T ، N) سه گروه آزمایش (A ، B ، C) تعریف شده اند (جدول 8/1). این گروه های آزمایشی شامل 3 مقدار اندازه گیری هستند که برای ارزیابی مناسب برای واجد شرایط بودن دنده ها در مورد نمرات دقت آنها مناسب هستند. به عنوان مثال ، آزمایش انحرافات زمین ، انحراف مشخصات عرضی و انحراف خط پهلو برای گروه کاربردی L (ظرفیت بار در حال اجرا و ظرفیت بار در حال اجرا) در گروه آزمون A برای دقت درجه 6 توصیه می شود. این به خانواده های تحمل گفته می شود. مثال: G 8 ، L 7 به این معنی است: فاکتورهای مشخصات برای یکنواختی انتقال حرکت (G) در دقت 8 ، فاکتورهای مشخص شده برای اجرای آرام (L) در دقت 7. در بسیاری موارد هیچ گروه عملکردی در نشانه تحمل قرار نمی گیرد. سپس ، مشخصات سازنده ، الزامات مشتری یا توافق نامه های مشترک برای آزمایش اعمال می شود. مشخصات تحمل یا نمرات دقت به طور فزاینده ای برای چرخ دنده های بارگذاری شده با توجه به محاسبات پویا ، محاسبات برای ظرفیت بار و اجرای یکنواختی بر اساس روشهای تجزیه و تحلیل عددی انجام می شود. انواع انحراف مورد آزمایش (تحمل) باید مطابق با اطلاعات موجود در هر مقدار اندازه گیری ، شرایط تولید ، شرایط عملیاتی و احتمالاً با در نظر گرفتن تجزیه و تحلیل آماری تعریف شود. 8.1.3 دنده: سیستم متناسب با سیستم متناسب شامل روابط بین واکنش و اندازه مناسب است. برای اطمینان از واکنش شدید مورد نظر بین دو چرخ دنده ، کاهش در ضخامت دندان هر دو چرخ دنده در مقایسه با ضخامت دندان اسمی مورد نیاز است. در DIN 3967 [8/8] ، جداول با مقادیر پیشنهادی برای انحرافات حد بالایی E SN و تحمل TSN از ضخامت دندان طبیعی نشان داده شده است. این منجر به انحراف حد پایین E SNI می شود (شکل 8/1). لازم به ذکر است که ، در عمل ، بر مقادیر بیشتر تأثیر می گذارد (به عنوان مثال ، فاصله مرکز ، انحراف موقعیت محور ، انحراف سیستم دندان و همچنین گرمایش و اثرات الاستیک بار) نیز بر واکنش نشان می دهد. شکل 8/1 ضخامت دندان انحراف و واکنش شدید

### جملات:

EN: 8.1.3 Gear: System of Fits The system of fits includes the relationships between backlash and toleranced fit sizes.

FA: 8.1.3 دنده: سیستم متناسب با سیستم متناسب شامل روابط بین واکنش و اندازه مناسب است.

EN: To ensure the desired backlash between two meshing gears, reductions in the tooth thicknesses of both gears compared to the nominal tooth thicknesses are required.

FA: برای اطمینان از واکنش شدید مورد نظر بین دو چرخ دنده ، کاهش در ضخامت دندان هر دو چرخ دنده در مقایسه با ضخامت دندان اسمی مورد نیاز است.

EN: It should be noted that, in practice, further influence quantities (e.g., centre distance, axis position deviations, tooth system deviations, as well as heating and the elastic effects of the load) influence the backlash too.

FA: لازم به ذکر است که ، در عمل ، بر مقادیر بیشتر تأثیر می گذارد (به عنوان مثال ، فاصله مرکز ، انحراف موقعیت محور ، انحراف سیستم دندان و همچنین گرمایش و اثرات الاستیک بار) نیز بر واکنش نشان می دهد.

EN: Figure 8/1 Tooth thickness limit deviations and backlash

FA: شکل 8/1 ضخامت دندان انحراف و واکنش شدید

## پاراگراف #592.1

English: 8.4 Backlash Allowance Parameters 575

Persian: 8.4 پارامترهای کمک هزینه 575

### جملات:

EN: 8.4 Backlash Allowance Parameters 575

FA: 8.4 پارامترهای کمک هزینه 575

## پاراگراف #592.2

English: Figure 8/47 Base pitch mea- surement on the path of contact (hand-held instrument) Figure 8/48 Base pitch measurement on the path of contact with blade probes Figure 8/49 Deviation of trans-verse base pitch on the path of contact A base pitch deviation on the path of contact fpe is the difference between the actual value and the nominal value of a base pitch pe. Deviations of the transverse base pitches are indicated by fpet (Figure 8/49), and deviations of the normal base pitch are indicated by fpen. The correspond- ing mean pressure angle deviation can be calculated from the mean normal base pitch deviation of the right and left flanks: (8/8) The transverse base pitch deviation on the base cylinder fpbt is the algebraic difference between the actual value and the nominal value of a single base pitch on the base cylinder pbt in the trans- verse section. It corresponds theoretically to the transverse base pitch deviation on the path of contact, but it is not directly measurable. 8.3.3 Runout Deviation The runout deviation Fr is the variation of the posi- tion of a probe (sphere or cylinder, rider or V head), inserted successively in all tooth spaces and simulta-neously contacting the respective right and left flank, relative to the gear axis. The probe element should contact the tooth flanks around the V-cylinder (Fig-ure 8/50). The runout deviation is identical to the variation of the radial single-ball measurement. Due to the gear axis reference, the double eccentricity f e is reflected in the runout deviation. 8.4 Backlash Allowance Parameters 8.4.1 Backlash Figure 8/50 Runout testing

Persian: شکل 8/47 پایه پایه پایه در مسیر تماس (ابزار دستی دستی) شکل 8/48 اندازه گیری زمین پایه در مسیر تماس با پروب های تیغه شکل 8/49 انحراف پایه پایه ترانس در مسیر انحراف پایه پایه در مسیر تماس با FPE تفاوت بین مقدار واقعی و مقدار اسمی یک PE PE PE است. انحراف از زمین های پایه عرضی توسط FPET نشان داده شده است (شکل 8/49) ، و انحراف از زمین پایه طبیعی توسط FPEN نشان داده شده است. میانگین انحراف زاویه فشار را می توان از میانگین انحراف پایه پایه طبیعی از پهلوهای راست و چپ محاسبه کرد: (8/8) انحراف زمین پایه عرضی بر روی سیلندر پایه FPBT تفاوت جبری بین مقدار واقعی و مقدار اسمی یک زمین پایه در سیلندر پایه PBT در بخش ترانس آیه است. از نظر تئوری با انحراف زمین پایه عرضی در مسیر تماس مطابقت دارد ، اما مستقیماً قابل اندازه گیری نیست. 8.3.3 انحراف رونوشت انحراف فرار FR تغییر موقعیت یک کاوشگر (کره یا سیلندر ، سوار یا سر V) است که به طور متوالی در تمام فضاهای دندان درج شده و به طور همزمان با سمت راست و چپ مربوطه ، نسبت به محور دنده تماس می گیرد. عنصر پروب باید با پهلوهای دندان در اطراف سیلندر V تماس بگیرد (شکل 8/50). انحراف فرار با تغییر اندازه گیری تک توپ شعاعی یکسان است. با توجه به مرجع محور دنده ، بیگانگان دوتایی در انحراف فرار منعکس می شود. 8.4 پارامترهای کمک هزینه عکس العمل 8.4.1 Backlash شکل 8/50 آزمایش Runout

### جملات:

EN: 8.4 Backlash Allowance Parameters 8.4.1 Backlash Figure 8/50 Runout testing

FA: 8.4 پارامترهای کمک هزینه عکس العمل 8.4.1 Backlash شکل 8/50 آزمایش Runout

## پاراگراف #592.3

English: Figure 8/51 Runout diagram ( z = 16 The backlash is present between the non-working flanks of the teeth of a gear pair when the working flanks are in mesh (Figure 8/52). A distinction is made between meshing (base normal) backlash j bn, circumferential backlash jwt and radial backlash jr. The meshing backlash jbn is the shortest distance between the non-working flanks of the teeth of a gear pair when the working flanks contact. It can be tested simply but with great uncertainty in [] nnpenm Įnm radʌ sinĮffm=− rF

Persian: شکل 8/51 نمودار Runout (z = 16 واکنش شدید بین پهلوهای غیر کار دندانهای یک جفت دنده وجود دارد که پهلوهای کار در مش قرار دارند (شکل 8/52). تمایز بین معنضم (پایه طبیعی) ، بازگرداندن مجدد JW و Rantlash Backlash jbn the Shortlash Jbnlash jbn jbn. دندانهای یک جفت دنده هنگام تماس با پهلوها می توان آن را به سادگی اما با عدم اطمینان زیاد در [] nnpenm įnm radʌ sinįffm = - rf آزمایش کرد.

### جملات:

EN: Figure 8/51 Runout diagram ( z = 16 The backlash is present between the non-working flanks of the teeth of a gear pair when the working flanks are in mesh (Figure 8/52).

FA: شکل 8/51 نمودار Runout (Z = 16 واکنش شدید بین پهلوهای غیر کار دندانهای یک جفت دنده وجود دارد که پهلوهای کار در مش قرار دارند (شکل 8/52).

EN: A distinction is made between meshing (base normal) backlash j bn, circumferential backlash jwt and radial backlash jr.

FA: تمایز بین عکسهای معدنی (پایه طبیعی) J BN ، JWT jwt و Radial Backlash Jr تفاوت ایجاد شده است.

EN: The meshing backlash jbn is the shortest distance between the non-working flanks of the teeth of a gear pair when the working flanks contact.

FA: JBN با عکس العمل موزون کوتاهترین فاصله بین پهلوهای غیر کار دندانهای یک جفت دنده در هنگام تماس با پهلوها است.

## پاراگراف #593.2

English: large gearing by placing a lead wire between the non-working flanks and rotating it through the space of the mating gear. The thickness of the deformed wire shows the backlash. Anoth-er approach is to test using a thickness gauge. The backlash angle ĳ j can be measured by recording the angle by which the gear, in the case of a fixed mating gear, can be rotated from the contact to the right flanks to the con-tact with the left flanks. From this, the meshing backlash can be calculated using

Persian: دنده بزرگ با قرار دادن سیم سرب بین پهلوهای غیر کار و چرخش آن از طریق فضای دنده جفت گیری. ضخامت سیم تغییر شکل یافته واکنش نشان می دهد. رویکرد Anoth-er آزمایش با استفاده از ضخامت سنج است. با ضبط زاویه ای که دنده ، در صورت داشتن دنده جفت ثابت ، می تواند از تماس به پهلوهای راست به سمت محاصره با پهلوهای سمت چپ چرخانده شود ، می توان با زاویه واکنش شدید ĳ J اندازه گیری کرد. از این طریق ، عکس العمل مشبک را می توان با استفاده از آن محاسبه کرد

### جملات:

EN: The thickness of the deformed wire shows the backlash.

FA: ضخامت سیم تغییر شکل یافته واکنش نشان می دهد.

EN: The backlash angle ĳ j can be measured by recording the angle by which the gear, in the case of a fixed mating gear, can be rotated from the contact to the right flanks to the con-tact with the left flanks.

FA: با ضبط زاویه ای که دنده ، در صورت داشتن دنده جفت ثابت ، می تواند از تماس به پهلوهای راست به سمت محاصره با پهلوهای سمت چپ چرخانده شود ، می توان با زاویه واکنش شدید ĳ J اندازه گیری کرد.

EN: From this, the meshing backlash can be calculated using

FA: از این طریق ، عکس العمل مشبک را می توان با استفاده از آن محاسبه کرد

## پاراگراف #593.3

English: The circumferential backlash j wt is the length of the working pitch circle arc, one gear in case of the fixed mating gear, can be rotated from the contact with the right flanks to the contact with the left flanks. Its quantity is calculated as follows: (8/10) or, based on the length of the reference circle arc, as follows:

Persian: واکنش مجدد محیط J WT طول قوس دایره کار در کار است ، یک دنده در صورت دنده جفت گیری ثابت ، می تواند از تماس با پهلوهای راست به تماس با پهلوهای سمت چپ بچرخد. مقدار آن به شرح زیر محاسبه می شود: (8/10) یا بر اساس طول قوس دایره مرجع ، به شرح زیر است:

### جملات:

EN: The circumferential backlash j wt is the length of the working pitch circle arc, one gear in case of the fixed mating gear, can be rotated from the contact with the right flanks to the contact with the left flanks.

FA: واکنش مجدد محیط J WT طول قوس دایره کار در کار است ، یک دنده در صورت دنده جفت گیری ثابت ، می تواند از تماس با پهلوهای راست به تماس با پهلوهای سمت چپ بچرخد.

## پاراگراف #593.4

English: (8/11) In order to measure the backlash angle and circumferential backlash at the gear pair (in the transmission), specially adapted fixtures can be used in combination with angle-measuring in-struments and length-measuring instruments, which are arranged on a defined measuring circle. The portion of the circumferential backlash resulting from one gear (e.g., in the testing of gauges) can be determined with special circumferential backlash-measuring instruments [8/58]. The radial backlash j r is the difference of the centre distances between the operating condition and zero-backlash engagement of the flank pairs. The variation of the backlash parameters on an assembled gear pair can be used as additional quality parameter. 8.4.2 Tooth Thickness Testing the tooth thickness at the single gear, is the basis for compliance with the backlash. The tooth thickness is defined as a circular or helical arc. Methods based on coordinate measuring tech-nology can be used to test the tooth thickness. In the case of spur gears with profile shift, measurements close to the V-cylinder are preferable to measure-ments on the reference cylinder. 2Įcos n n j bnz m jϕ = bn b wtwtȕcosĮcos1j j= bn ntĮcosȕcos1j j=Figure 8/52 Backlash (shown in transverse plane) Figure 8/53 Tooth thickness, normal chordal tooth thickness and height above the normal chordal tooth thickness on the Y cylinder

Persian: (8/11) به منظور اندازه گیری زاویه واکنش و واکنش های محیطی در جفت دنده (در انتقال) ، وسایل مخصوص سازگار را می توان در ترکیب با سازه های اندازه گیری زاویه ای و سازهای اندازه گیری طول ، که در یک دایره اندازه گیری مشخص قرار گرفته اند ، استفاده کرد. بخشی از واکنشهای محیطی ناشی از یک دنده (به عنوان مثال ، در آزمایش سنجها) را می توان با ابزارهای مخصوص اندازه گیری با اندازه گیری خاص در محیط تعیین کرد [8/58]. عکس العمل شعاعی J R تفاوت فاصله مرکز بین شرایط عملیاتی و تعامل صفر پشتی جفت های پهلو است. از تنوع پارامترهای عکس العمل در یک جفت دنده مونتاژ شده می توان به عنوان پارامتر کیفیت اضافی استفاده کرد. 8.4.2 تست ضخامت دندان ضخامت دندان در دنده منفرد ، پایه و اساس رعایت عکس العمل است. ضخامت دندان به عنوان یک قوس دایره ای یا مارپیچ تعریف می شود. از روشهای مبتنی بر اندازه گیری مختصات فناوری می توان برای آزمایش ضخامت دندان استفاده کرد. در مورد چرخ دنده های Spur با تغییر پروفایل ، اندازه گیری های نزدیک به سیلندر V برای اندازه گیری های موجود در سیلندر مرجع ارجح است. 2įcos n n j bnz m j ات = bn b wtwtȕcosįcos1j j = bn ntįcosȕcos1j j = شکل 8/52 برگشتی (نشان داده شده در هواپیمای عرضی) شکل 8/53 ضخامت دندان ، ضخامت دندان و آکورد معمولی بالاتر از ضخامت دندان معمولی و اتبا

### جملات:

EN: (8/11) In order to measure the backlash angle and circumferential backlash at the gear pair (in the transmission), specially adapted fixtures can be used in combination with angle-measuring in-struments and length-measuring instruments, which are arranged on a defined measuring circle.

FA: (8/11) به منظور اندازه گیری زاویه واکنش و واکنش های محیطی در جفت دنده (در انتقال) ، وسایل مخصوص سازگار را می توان در ترکیب با سازه های اندازه گیری زاویه ای و سازهای اندازه گیری طول ، که در یک دایره اندازه گیری مشخص قرار گرفته اند ، استفاده کرد.

EN: The portion of the circumferential backlash resulting from one gear (e.g., in the testing of gauges) can be determined with special circumferential backlash-measuring instruments [8/58].

FA: بخشی از واکنشهای محیطی ناشی از یک دنده (به عنوان مثال ، در آزمایش سنجها) را می توان با ابزارهای مخصوص اندازه گیری با اندازه گیری خاص در محیط تعیین کرد [8/58].

EN: The radial backlash j r is the difference of the centre distances between the operating condition and zero-backlash engagement of the flank pairs.

FA: عکس العمل شعاعی J R تفاوت فاصله مرکز بین شرایط عملیاتی و تعامل صفر پشتی جفت های پهلو است.

EN: The variation of the backlash parameters on an assembled gear pair can be used as additional quality parameter.

FA: از تنوع پارامترهای عکس العمل در یک جفت دنده مونتاژ شده می توان به عنوان پارامتر کیفیت اضافی استفاده کرد.

EN: 8.4.2 Tooth Thickness Testing the tooth thickness at the single gear, is the basis for compliance with the backlash.

FA: 8.4.2 تست ضخامت دندان ضخامت دندان در دنده منفرد ، پایه و اساس رعایت عکس العمل است.

EN: 2Įcos n n j bnz m jϕ = bn b wtwtȕcosĮcos1j j= bn ntĮcosȕcos1j j=Figure 8/52 Backlash (shown in transverse plane) Figure 8/53 Tooth thickness, normal chordal tooth thickness and height above the normal chordal tooth thickness on the Y cylinder

FA: 2įcos n n j bnz m j ات = bn b wtwtȕcosįcos1j j = bn ntįcosȕcos1j j = شکل 8/52 برگشتی (نشان داده شده در هواپیمای عرضی) شکل 8/53 ضخامت دندان ، ضخامت دندان و آکورد معمولی بالاتر از ضخامت دندان معمولی و اتبا

## پاراگراف #594.1

English: 8.4 Backlash Allowance Parameters 577

Persian: 8.4 پارامترهای کمک هزینه 577

### جملات:

EN: 8.4 Backlash Allowance Parameters 577

FA: 8.4 پارامترهای کمک هزینه 577

## پاراگراف #594.2

English: The tooth thickness half angle ψ respectively ψy (Figure 8/53) and tooth space half angle η re- spectively ηy, which are frequently used to determine the backlash allowance parameters, are obtained for the reference circle d and for an arbitrary circle dy using yt y t ȥȥ invĮinvĮ =+ − (8/12) yt y t ȘȘ invĮinvĮ =− + (8/13) 8.4.3 Tooth Thickness Test Dimensions 8.4.3.1 Preliminary Remarks Indirect measuring methods are common for the evaluation of tooth thickness dimensions. In order to convert the deviations of the tooth thickness into the desired test dimensions, use is made of so-called deviation factors, which describe the relationship between the two. These are summarised in Table 8/2. Because the deviation factors consider only purely geometric relation-ships, they apply strictly speaking only to deviation-free gearing. The relatedness of the mea-sured quantity does not affect the deviation factor! Table 8/2 Tooth Thickness Test Dimensions and Calculation of Deviation Factors Measured quantity Equation for deviation factor Comment tooth thickness on any circle tooth thickness in the transverse section base tangent length diametral two-ball measurement

Persian: The tooth thickness half angle ψ respectively ψy (Figure 8/53) and tooth space half angle η re- spectively ηy, which are frequently used to determine the backlash allowance parameters, are obtained for the reference circle d and for an arbitrary circle dy using yt y t ȥȥ invĮinvĮ =+ − (8/12) yt y t ȘȘ invĮinvĮ =− + (8/13) 8.4.3 ابعاد تست ضخامت دندان 8.4.3.1 اظهارات اولیه روشهای اندازه گیری غیرمستقیم برای ارزیابی ابعاد ضخامت دندان متداول است. به منظور تبدیل انحراف ضخامت دندان به ابعاد آزمایش مورد نظر ، استفاده از عوامل به اصطلاح انحراف ساخته شده است ، که رابطه بین این دو را توصیف می کند. اینها در جدول 8/2 خلاصه شده است. از آنجا که عوامل انحراف فقط کشتی های رابطه هندسی را صرفاً در نظر می گیرند ، آنها فقط در مورد دنده بدون انحراف صحبت می کنند. ارتباط مقدار MEA-Sured بر فاکتور انحراف تأثیر نمی گذارد! جدول 8/2 تست ضخامت دندان و محاسبه فاکتورهای انحراف اندازه گیری معادله کمیت برای فاکتور انحراف اظهار نظر ضخامت دندان در هر ضخامت دندان دایره ای در بخش عرضی در اندازه گیری دو توپ با طول مماس طول مماس

### جملات:

EN: The tooth thickness half angle ψ respectively ψy (Figure 8/53) and tooth space half angle η re- spectively ηy, which are frequently used to determine the backlash allowance parameters, are obtained for the reference circle d and for an arbitrary circle dy using yt y t ȥȥ invĮinvĮ =+ − (8/12) yt y t ȘȘ invĮinvĮ =− + (8/13) 8.4.3 Tooth Thickness Test Dimensions 8.4.3.1 Preliminary Remarks Indirect measuring methods are common for the evaluation of tooth thickness dimensions.

FA: ضخامت دندان نیمی از زاویه ψ به ترتیب ψy (شکل 8/53) و فضای دندان نیمه زاویه ای به طور خاص ηy ، که غالباً برای تعیین پارامترهای کمک هزینه عقب استفاده می شود ، برای دایره مرجع d و برای یک دایره دلخواه با استفاده از yt y t ȥȥ invįinvį = + + in/8/12) yt yt yt yt y t ȥȥ in in yt y t ȥȥ in y t ȥȥ y t ȥȥ y t ȥȥ y t ȥȥ y t ȥȥ y t ȥȥ y t ȥȥ y t ȥȥ y t ȥȥ y t ȥȥ y t ȥȥ yt y t y t y t y t ȥȥ y t ȥȥ y t ȥȥ y t y t y t y t y t y t y t y t y t y t y t y t y t. ابعاد تست ضخامت دندان 8.4.3.1 اظهارات اولیه روشهای اندازه گیری غیرمستقیم برای ارزیابی ابعاد ضخامت دندان متداول است.

## پاراگراف #596.1

English: 8.4 Backlash Allowance Parameters 579

Persian: 8.4 پارامترهای کمک هزینه 579

### جملات:

EN: 8.4 Backlash Allowance Parameters 579

FA: 8.4 پارامترهای کمک هزینه 579

## پاراگراف #598.1

English: 8.4 Backlash Allowance Parameters 581

Persian: 8.4 پارامترهای کمک هزینه 581

### جملات:

EN: 8.4 Backlash Allowance Parameters 581

FA: 8.4 پارامترهای کمک هزینه 581

## پاراگراف #598.3

English: Figure 8/59 Radial single-ball dimension on an internal spur gear 8.4.3.4 Chords The chordal tooth thickness sժn or sժyn (Figure 8/53) is the shortest distance between the tooth traces of a tooth at the reference cylinder (8/23) or at any cylinder (8/24) The height hժy above the chord sժyn (or hժa over sժn) required for the setting of the measuring instrument is or (8/25) Figure 8/60 schematically illustrates a measuring instrument with support at the tooth tip. Due to this reference, measurement and form deviations of the tip cylinder and the position deviation of its axis with respect to the gear axis are included in the result. This circumstance is very disad-vantageous, because in most cases the processing of the tip cylinder is completed after the blank machining and, thereby, only low quality requirements are met. This disadvantage can be limited by using the actual tip cylinder diameter to calculate the height above the chord. The position deviation of the tip cylinder axis is shown through a sinusoidal deviation curve along gear cir-cumference. 8.4.3.5 Centre Distance of Double-Flank Composite Testing The centre distance of double-flank composite testing a L is the centre distance of a test pair in a zero-backlash mating. The test pair is a gear pair consisting of the gear to be tested and a master ()3 n2 sinȥ cosȕ cosȕd s= ()3 yyy yn2 ysinȥcosȕ cosȕd s= 24 ay y y y y ȥ cosȕ 24dd dh−≈+24 a a ȥcosȕ 24dd dh−≈+Figure 8/60 Chordal tooth thickness

Persian: شکل 8/59 ابعاد تک توپ شعاعی روی یک چرخ دنده داخلی 8.4.3.4 وتر ضخامت دندان وتر S ժ N یا S ժ yn (شکل 8/53) به صورت کوتاهترین فاصله بین آثار دندان در یک استوانه مرجع (8/23) یا در هر سیلندر (8/24) از H ժ ժ yn (H ժ y بالاتر از HO yn (8/24) بالاتر از H ժ y بالاتر از تولیدات. ابزار اندازه گیری یا (8/25) شکل 8/60 به صورت شماتیک یک ابزار اندازه گیری را با پشتیبانی در نوک دندان نشان می دهد. با توجه به این مرجع ، اندازه گیری و انحراف شکل از سیلندر نوک و انحراف موقعیت محور آن با توجه به محور دنده در نتیجه گنجانده شده است. این شرایط بسیار نامطلوب است ، زیرا در بیشتر موارد پردازش سیلندر نوک پس از ماشینکاری خالی تکمیل می شود و از این طریق فقط الزامات با کیفیت پایین برآورده می شود. این نقطه ضعف را می توان با استفاده از قطر واقعی سیلندر نوک برای محاسبه ارتفاع بالاتر از وتر محدود کرد. انحراف موقعیت محور سیلندر نوک از طریق منحنی انحراف سینوسی در امتداد چرخ دنده CIR نشان داده شده است. 8.4.3.5 فاصله مرکز آزمایش کامپوزیت دو طرفه فاصله مرکز آزمایش کامپوزیت دو طرفه A L فاصله مرکزی یک جفت تست در یک جفت گیری صفر است. جفت تست یک جفت دنده ای است که از دنده مورد آزمایش قرار می گیرد و یک استاد () 3 n2 sinȥ cosȕ cosȕd s = () 3 yyy yn2 ysinȥcosȕ cosȕd s = 24 ay y y y y y ȥ cosȕ 24dd dh−≈+24 a a ȥcosȕ 24dd dh−≈+شکل 8/60

### جملات:

EN: 8.4.3.5 Centre Distance of Double-Flank Composite Testing The centre distance of double-flank composite testing a L is the centre distance of a test pair in a zero-backlash mating.

FA: 8.4.3.5 فاصله مرکز آزمایش کامپوزیت دو طرفه فاصله مرکز آزمایش کامپوزیت دو طرفه A L فاصله مرکزی یک جفت تست در یک جفت گیری صفر است.

## پاراگراف #601.2

English: 8.5.3 Double-Flank Roll Test In the double-flank roll test, the centre distance alteration of a gear meshing backlash-free with the master gear is measured. Under the influence of a force acting in the direction of the centre dis-tance, at least one left and one right flank of the gears are always engaged simultaneously (two-flank engagement); refer to Fig-ure 8/63. The self-adjusting centre distance in the double-flank roll test is denoted by a L. The radial composite deviation Fi޵ is the variation of the centre distance of double-flank compos- ite testing within one revolution of the test object. The tooth to tooth radial composite deviation fi޵ is the biggest difference of the centre distance of double-flank composite testing within a rotating angle corresponding to one mesh. The radial composite runout Fr޵ is the variation of the long-wave component of the total radial composite deviation curve (Figure 8/64) [8/65]. Figure 8/64 Double-flank roll diagram of a gear compared to a master gear 8.5.4 Deviations in Transmission Gear Pairs 8.5.4.1 Axis Position Deviations of the Gear Pair The centre distance deviation fa is the difference between the actual and nominal centre distances of the gear pair in the centre of the effective face width. The deviation from parallelism between the gear axes of gears 1 and 2 can be determined on the basis of the ef-fective face width b w or housing width L g. A distinction is made between axial inclination fȈį and axial skew fȈȕ (Figure 8/65). Figure 8/65 Centre distance, axial inclination and axial skew Figure 8/63 Do uble-flank roll test

Persian: 8.5.3 تست رول دو فوت در تست رول دو فلکی ، تغییر فاصله مرکز یک تجهیزات دنده ای بدون استفاده از تجهیزات دنده با دنده اصلی اندازه گیری می شود. تحت تأثیر نیرویی که در جهت محاصره مرکز عمل می کند ، حداقل یک سمت چپ و یک سمت راست چرخ دنده ها همیشه به طور همزمان درگیر می شوند (درگیری دو فوت). به شکل 8/63 مراجعه کنید. فاصله مرکز تنظیم خود در آزمون رول دو فلکی توسط یک L. مشخص شده است. انحراف کامپوزیت شعاعی FI ޵ تغییر فاصله مرکز آزمایش ترکیب دو طرفه در یک انقلاب از شیء آزمایش است. انحراف کامپوزیت شعاعی دندان به دندان FI ޵ بزرگترین تفاوت فاصله مرکز آزمایش کامپوزیت دو فلکی در یک زاویه چرخشی متناسب با یک مش است. Runout Composite Runout Fr ޵ تغییر مؤلفه موج بلند از منحنی انحراف کامپوزیت شعاعی کل (شکل 8/64) است [8/65]. شکل 8/64 نمودار رول دو طبقه از یک دنده در مقایسه با یک دنده اصلی 8.5.4 انحراف در جفت دنده های انتقال 8.5.4.1 انحراف موقعیت محور از جفت دنده ، انحراف فاصله مرکز FA تفاوت بین فواصل مرکز واقعی و اسمی جفت دنده در مرکز عرض صورت مؤثر است. انحراف از موازی بین محورهای دنده چرخ دنده های 1 و 2 را می توان بر اساس عرض صورت EF-Fective B W یا عرض مسکن L G تعیین کرد. تمایز بین تمایل محوری Fȉį و محوری Skew Fȉȕ ایجاد می شود (شکل 8/65). شکل 8/65 فاصله مرکز ، تمایل محوری و محور محوری شکل 8/63 تست رول Uble-Flank

### جملات:

EN: 8.5.3 Double-Flank Roll Test In the double-flank roll test, the centre distance alteration of a gear meshing backlash-free with the master gear is measured.

FA: 8.5.3 تست رول دو فوت در تست رول دو فلکی ، تغییر فاصله مرکز یک تجهیزات دنده ای بدون استفاده از تجهیزات دنده با دنده اصلی اندازه گیری می شود.

## پاراگراف #604.2

English: The choice of the measuring conditions (e.g., cutoff wavelength, tracing length, probe ball ra- dius, measuring point distance) must be made according to [8/15] and [8/17]. If there is insuffi-cient measuring distance or the measuring range of the probe is too small, the number and not the length of individual measurement distances (the cutoff wavelength) must always be reduced. The altered conditions must be pointed out in the results . Alternatively, but with greater uncer- tainty, the roughness can be determined by means of a mould. 8.8 Noise Noise analyses are recognised as test methods that complement the manufacturing process and conclude the manufacturing of a transmission. A distinction is made between the structure-borne sound and airborne sound test. The structure-borne noise test supports the error diagnosis objectively. In an acoustically defined e nvironment (sound booth), no ticeable noise can be identified with the often subjective airborne sound evaluation and, thus, complaints about noise can be avoided. Both complement each other. Microphones and vibration sensors or laser Doppler vibrometers are used in the detection of signals. Single gears meshing with specially selected gears or master gears, individual sets of gears or manufactured transmissions can be tested. The recording of speed and the associated noise, if necessary for all gears of the transmission, supports the subsequent analysis. Final conclusions are possible only with real operating and environmental conditions. In a subjective test, the experience of the tester has to be relied upon. In an objective test, signals can undergo a frequency analysis (FFT), among other things, so as to separate single components and assign possible causes. Special versions of representation, such as frequency spectra recorded depending on the speed (Campbell diagram), are also helpful in the evaluation [8/52], [8/68]. 8.9 Use of Spline Gauges The determination of the described quality and backlash allowance parameters is insufficient particularly in the evaluation of splines. Their function (fitting behaviour) can be tested only through the use of gauges. There are toothed ri ng gauges and mandrel gauges for this purpose. Because gauges allow only yes/no decisions, no direct conclusions can be drawn about manu-facturing deviations from their application. 8.10 Symbols and Symbol Explanations a mm centre distance, amplitude aL mm centre distance for double-flank engagement b mm tooth face width bM mm contact line overlap (for measuring base tangent length) bT mm width of contact pattern CHĮ m amount of transverse profile slope modification CHȕ m amount of flank line slope modification CĮ m amount of profile crowning (barrelling) CĮa m amount of tip relief CĮf m amount of root relief Cȕ m amount of flank line crowning CȕI,II m amount of end relief d mm reference diameter da mm tip diameter db mm base diameter df mm root diameter dFa mm tip form diameter dFf mm root form diameter dK mm diameter of circle through centre of ball dM mm diameter of measuring circle

Persian: انتخاب شرایط اندازه گیری (به عنوان مثال ، طول موج قطع ، طول ردیابی ، توپ کاوشگر ، فاصله نقطه اندازه گیری) باید مطابق [8/15] و [8/17] انجام شود. اگر فاصله اندازه گیری کم رنگ وجود داشته باشد یا دامنه اندازه گیری کاوشگر خیلی کوچک باشد ، تعداد و طول مسافت اندازه گیری فردی (طول موج قطع) همیشه باید کاهش یابد. شرایط تغییر یافته باید در نتایج ذکر شود. از طرف دیگر ، اما با عدم وجود بیشتر ، زبری را می توان با استفاده از قالب تعیین کرد. 8.8 تجزیه و تحلیل نویز نویز به عنوان روش های آزمایشی که تکمیل فرآیند تولید و نتیجه گیری از تولید یک انتقال است ، شناخته می شوند. تمایز بین صدا ناشی از ساختار و تست صدا در هوا ایجاد می شود. تست نویز ناشی از ساختار از تشخیص خطا به طور عینی پشتیبانی می کند. در یک محیط زیست تعریف شده از نظر صوتی (غرفه صدا) ، هیچ سر و صدای قابل توجهی را نمی توان با ارزیابی صدای غالباً ذهنی در هوا شناسایی کرد و بنابراین می توان از شکایت در مورد نویز جلوگیری کرد. هر دو یکدیگر را تکمیل می کنند. از میکروفون ها و سنسورهای لرزش یا ویبرومترهای لیزر داپلر در تشخیص سیگنال ها استفاده می شود. چرخ دنده های منفرد با چرخ دنده های خاص یا چرخ دنده های اصلی ، مجموعه های چرخ دنده های جداگانه یا انتقال های تولیدی قابل آزمایش هستند. ضبط سرعت و سر و صدای مرتبط ، در صورت لزوم برای همه چرخ دنده های انتقال ، از تجزیه و تحلیل بعدی پشتیبانی می کند. نتیجه گیری نهایی فقط با شرایط واقعی عملیاتی و محیطی امکان پذیر است. در یک تست ذهنی ، باید به تجربه تستر اعتماد کرد. در یک آزمایش عینی ، سیگنال ها می توانند از جمله موارد دیگر ، یک تجزیه و تحلیل فرکانس (FFT) را انجام دهند تا اجزای منفرد را جدا کرده و دلایل احتمالی را تعیین کنند. نسخه های ویژه بازنمایی ، مانند طیف فرکانس ثبت شده بسته به سرعت (نمودار کمپبل) ، در ارزیابی [8/52] ، [8/68] نیز مفید هستند. 8.9 استفاده از سنجهای Spline تعیین پارامترهای كیفیت و كمك كیفیت كیفیت توصیف شده به ویژه در ارزیابی اسپلین ها كافی نیست. عملکرد آنها (رفتار مناسب) فقط با استفاده از سنجها قابل آزمایش است. برای این منظور سنجهای دندانه دار و سنجهای ماندرل وجود دارد. از آنجا که سنجها فقط تصمیمات بله/خیر را مجاز می دانند ، هیچ نتیجه گیری مستقیم در مورد انحرافات تولیدی از کاربرد آنها نمی توان نتیجه گرفت. 8.10 نمادها و نماد توضیحات یک فاصله از مرکز MM ، دامنه AL MM فاصله مرکز برای درگیری دو طرفه B MM B Face Face Width MM MM Line Line Line Line Line Line (برای اندازه گیری طول مماس پایه) BT MM از الگوی تماس با الگوی تماس با مقدار mm مقدار اصلاح شیب chȕ m مقدار خط پهلوی شیب ذوب مقدار Cį M TIP MALL مقدار Cįa MALLY MALLY MALLY MALLY PROUNDORLELY (BARRELARING) میزان تاج گذاری (BARRELARING) مقدار تاج گذاری خط خط CȕI ، II M مقدار تسکین انتهای d mm قطر مرجع DA MM قطر قطر DB MM قطر پایه Df mm قطر ریشه DFA MM DIMATER DIMETER DIMETER FORM DIAMETER DK MM قطر قطر از طریق مرکز توپ DM MM قطر قطر اندازه گیری اندازه گیری دایره اندازه گیری

### جملات:

EN: 8.9 Use of Spline Gauges The determination of the described quality and backlash allowance parameters is insufficient particularly in the evaluation of splines.

FA: 8.9 استفاده از سنجهای Spline تعیین پارامترهای كیفیت و كمك كیفیت كیفیت توصیف شده به ویژه در ارزیابی اسپلین ها كافی نیست.

## پاراگراف #605.2

English: DM mm measuring ball diameter dNa mm active tip diameter dNf mm active root diameter dv mm V-circle diameter dw mm working pitch diameter E deviation limit (allowance) f deviation (individual deviation) F deviation (composite deviation) fa m center distance deviation fa mm axial feed fe m center offset FE m total generator deviation ffE m generator form deviation ffĮ m profile form deviation ffȕ m helix form deviation ffȈ m tooth flank form deviation fHE m generator slope deviation fHĮ m profile slope deviation fHȕ m helix slope deviation fiƍ m tooth to tooth single-flank composite deviation Fiƍ m total single-flank composite deviation fiƎ m tooth to tooth radial composite deviation FiƎ m total radial composite deviation fkƍ m short wave component of single flank composite deviation flƍ m long wave component of single flank composite deviation curve fp m single pitch deviation Fp m total pitch deviation fpb m single base pitch deviation on the base circle fpe m single base pitch deviation on the path of contact Fpk m cumulative sector pitch deviation fpS m single pitch span deviation FpS m total pitch span deviation Fpz/8 m sector pitch deviation (k = z/8) Fr m runout FrƎ m radial composite runout fu m adjacent pitch difference fw m wave depth fĮ ° pressure angle deviation FĮ m total profile deviation fȕ ° helix angle deviation Fȕ m total helix deviation fį ° declination angle FȈ m total tooth flank deviation fȈȕ m axial skew fȈį m axial inclination h mm tooth height hթ mm height above chord (chordal addendum) hT mm height of contact pattern jb mm meshing backlash jr mm radial backlash jw mm circumferential backlash k - number of teeth/spaces or pitches in a span LAE mm profile evaluation length (A-E) roll length with mating gear L AF mm profile evaluation length (A-F) roll length with basic rack L CĮ mm roll length of tip or root relief Lg mm width of gear box Lw mm wave length LĮ mm transverse profile fitting area Lȕ mm flank line fitting area m mm module MdK mm dimension over balls MdZ mm dimension over cylinders MrK mm radial single-ball dimension MrZ mm radial single cylinder dimension p mm pitch pb mm base pitch on the base circle pe mm base pitch on the path of contact R - variation Rp m variation of pitch deviation RS m variation of tooth thickness s mm tooth thickness sթ mm chordal tooth thickness SĮ m twist of the transverse profile Sȕ m twist of flank line SȈ m twist of tooth flank T - tolerance TRA mm2 area of contact; contact pattern U - measurement uncertainty Wk mm base tangent length over k teeth or spaces x - profile shift coefficient xE - generating profile shift coefficient xL - profile shift coefficient of master gear z - number of teeth zL - number of teeth of master gear

Persian: DM mm measuring ball diameter dNa mm active tip diameter dNf mm active root diameter dv mm V-circle diameter dw mm working pitch diameter E deviation limit (allowance) f deviation (individual deviation) F deviation (composite deviation) fa m center distance deviation fa mm axial feed fe m center offset FE m total generator deviation ffE m generator form deviation ffĮ m profile form deviation ffȕ m مارپیچ شکل انحراف ffȉ m دندان شکل انحراف شکل fhe m ژنراتور انحراف شیب fhį m مشخصات شیب انحراف شیب فلیکس شیب انحراف شیب دندان به دندان به دندان انحراف کامپوزیت تک فاضل m کل کامپوزیت تک فاضل fiǝ m دندان به دندان اختصاصی انحرافات کامپوزیت رادیه MONTAL MOL DEVIATION FIǝ m-MONIATION MOLIATION MOL DEVIATION MOL DEVIATION MOL DEVIATION MOL DEVIATION MOL DEVIATION MOL DEVIATION MOL DEVIATION MOL DEVIATION MOL DEVIATION MOL DEVIATION MOL DEVIATION MOL مؤلفه موج طولانی از منحنی انحراف کامپوزیت یک طرفه FP M انحراف زمین FP M کل انحراف زمین FPB M تک انحراف زمین پایه در دایره پایه FPE M انحراف زمین پایه در مسیر تماس با FPK m بخش جمع آوری قطعه قطعه قطعه قطعه قطعه قطعه قطعه قطعه قطعه قطعه قطعه قطعه قطعه قطعه قطعه قطعه قطعه قطعه قطعه قطعه قطعه قطعه قطعه قطعه قطعه قطعه قطعه قطعه قطعه قطعه قطعه قطعه قطعه قطعه قطعه قطعه قطعه قطعه قطعه قطعه قطعه قطعه قطعه قطعه قطعه قطعه قطعه قطعه قطعه قطعه قطعه قطعه قطعه قطعه قطعه قطعه قطعه قطعه قطعه قطعه قطعه قطعه قطعه قطعه قطعه قطعه قطعه قطعه قطعه قطعه قطعه قطعه قطعه قطعه قطعه قطعه قطعه قطعه قطعه قطعه قطعه قطعه قطعه قطعه قطعه قطعه قطعه قطعه قطعه قطعه قطعه قطعه قطعه قطعه قطعه قطعه قطعه قطعه قطعه قطعه قطعه قطعه قطعه قطعه قطعه قطعه قطعه قطعه قطعه قطعه قطعه fr FU M مجاور تفاوت FW M موج عمق Fį ° فشار زاویه انحراف زاویه Fį m انحراف مشخصات کل Fȕ ° MELIX DEVIATION Fȕ M DEVIATION SELIX Fį ° DEVITION TOTAL DEVIATION FLANK TOTE Fȉȕ M RALDIAL Fȉį M SKEW MM INDINCION jr mm radial backlash jw mm circumferential backlash k - number of teeth/spaces or pitches in a span LAE mm profile evaluation length (A-E) roll length with mating gear L AF mm profile evaluation length (A-F) roll length with basic rack L CĮ mm roll length of tip or root relief Lg mm width of gear box Lw mm wave length LĮ mm transverse profile fitting area Lȕ mm flank line fitting area m mm module MdK mm dimension over balls MdZ mm dimension over cylinders MrK mm radial single-ball dimension MrZ mm radial single cylinder dimension p mm pitch pb mm base pitch on the base circle pe mm base pitch on the path of contact R - variation Rp m variation of pitch deviation RS m variation of tooth thickness s mm tooth thickness sթ mm chordal tooth thickness SĮ m twist of the مشخصات عرضی پیچ و تاب و پیچ و تاب از خط پهلو Sȉ M پیچ و تاب دندان T - تحمل TRA MM2 منطقه تماس ؛ الگوی تماس U - اندازه گیری عدم قطعیت wk mm پایه مماس پایه بیش از k دندانها یا فضاها x - ضریب تغییر مشخصات XE - تولید ضریب تغییر مشخصات XL - ضریب تغییر مشخصات دنده اصلی Z - تعداد دندان های ZL - تعداد دندانهای دنده اصلی

### جملات:

EN: DM mm measuring ball diameter dNa mm active tip diameter dNf mm active root diameter dv mm V-circle diameter dw mm working pitch diameter E deviation limit (allowance) f deviation (individual deviation) F deviation (composite deviation) fa m center distance deviation fa mm axial feed fe m center offset FE m total generator deviation ffE m generator form deviation ffĮ m profile form deviation ffȕ m helix form deviation ffȈ m tooth flank form deviation fHE m generator slope deviation fHĮ m profile slope deviation fHȕ m helix slope deviation fiƍ m tooth to tooth single-flank composite deviation Fiƍ m total single-flank composite deviation fiƎ m tooth to tooth radial composite deviation FiƎ m total radial composite deviation fkƍ m short wave component of single flank composite deviation flƍ m long wave component of single flank composite deviation curve fp m single pitch deviation Fp m total pitch deviation fpb m single base pitch deviation on the base circle fpe m single base pitch deviation on the path of contact Fpk m cumulative sector pitch deviation fpS m single pitch span deviation FpS m total pitch span deviation Fpz/8 m sector pitch deviation (k = z/8) Fr m runout FrƎ m radial composite runout fu m adjacent pitch difference fw m wave depth fĮ ° pressure angle deviation FĮ m total profile deviation fȕ ° helix angle deviation Fȕ m total helix deviation fį ° declination angle FȈ m total tooth flank deviation fȈȕ m axial skew fȈį m axial inclination h mm tooth height hթ mm height above chord (chordal addendum) hT mm height of contact pattern jb mm meshing backlash jr mm radial backlash jw mm circumferential backlash k - number of teeth/spaces or pitches in a span LAE mm profile evaluation length (A-E) roll length with mating gear L AF mm profile evaluation length (A-F) roll length with basic rack L CĮ mm roll length of tip or root relief Lg mm width of gear box Lw mm wave length LĮ mm transverse profile fitting area Lȕ mm flank line fitting area m mm module MdK mm dimension over balls MdZ mm dimension over cylinders MrK mm radial single-ball dimension MrZ mm radial single cylinder dimension p mm pitch pb mm base pitch on the base circle pe mm base pitch on the path of contact R - variation Rp m variation of pitch deviation RS m variation of tooth thickness s mm tooth thickness sթ mm chordal tooth thickness SĮ m twist of the transverse profile Sȕ m twist of flank line SȈ m twist of tooth flank T - tolerance TRA mm2 area of contact; contact pattern U - measurement uncertainty Wk mm base tangent length over k teeth or spaces x - profile shift coefficient xE - generating profile shift coefficient xL - profile shift coefficient of master gear z - number of teeth zL - number of teeth of master gear

FA: DM mm measuring ball diameter dNa mm active tip diameter dNf mm active root diameter dv mm V-circle diameter dw mm working pitch diameter E deviation limit (allowance) f deviation (individual deviation) F deviation (composite deviation) fa m center distance deviation fa mm axial feed fe m center offset FE m total generator deviation ffE m generator form deviation ffĮ m profile form deviation ffȕ m مارپیچ شکل انحراف ffȉ m دندان شکل انحراف شکل fhe m ژنراتور انحراف شیب fhį m مشخصات شیب انحراف شیب فلیکس شیب انحراف شیب دندان به دندان به دندان انحراف کامپوزیت تک فاضل m کل کامپوزیت تک فاضل fiǝ m دندان به دندان اختصاصی انحرافات کامپوزیت رادیه MONTAL MOL DEVIATION FIǝ m-MONIATION MOLIATION MOL DEVIATION MOL DEVIATION MOL DEVIATION MOL DEVIATION MOL DEVIATION MOL DEVIATION MOL DEVIATION MOL DEVIATION MOL DEVIATION MOL DEVIATION MOL DEVIATION MOL مؤلفه موج طولانی از منحنی انحراف کامپوزیت یک طرفه FP M انحراف زمین FP M کل انحراف زمین FPB M تک انحراف زمین پایه در دایره پایه FPE M انحراف زمین پایه در مسیر تماس با FPK m بخش جمع آوری قطعه قطعه قطعه قطعه قطعه قطعه قطعه قطعه قطعه قطعه قطعه قطعه قطعه قطعه قطعه قطعه قطعه قطعه قطعه قطعه قطعه قطعه قطعه قطعه قطعه قطعه قطعه قطعه قطعه قطعه قطعه قطعه قطعه قطعه قطعه قطعه قطعه قطعه قطعه قطعه قطعه قطعه قطعه قطعه قطعه قطعه قطعه قطعه قطعه قطعه قطعه قطعه قطعه قطعه قطعه قطعه قطعه قطعه قطعه قطعه قطعه قطعه قطعه قطعه قطعه قطعه قطعه قطعه قطعه قطعه قطعه قطعه قطعه قطعه قطعه قطعه قطعه قطعه قطعه قطعه قطعه قطعه قطعه قطعه قطعه قطعه قطعه قطعه قطعه قطعه قطعه قطعه قطعه قطعه قطعه قطعه قطعه قطعه قطعه قطعه قطعه قطعه قطعه قطعه قطعه قطعه قطعه قطعه قطعه قطعه قطعه fr FU M مجاور تفاوت FW M موج عمق Fį ° فشار زاویه انحراف زاویه Fį m انحراف مشخصات کل Fȕ ° MELIX DEVIATION Fȕ M DEVIATION SELIX Fį ° DEVITION TOTAL DEVIATION FLANK TOTE Fȉȕ M RALDIAL Fȉį M SKEW MM INDINCION jr mm radial backlash jw mm circumferential backlash k - number of teeth/spaces or pitches in a span LAE mm profile evaluation length (A-E) roll length with mating gear L AF mm profile evaluation length (A-F) roll length with basic rack L CĮ mm roll length of tip or root relief Lg mm width of gear box Lw mm wave length LĮ mm transverse profile fitting area Lȕ mm flank line fitting area m mm module MdK mm dimension over balls MdZ mm dimension over cylinders MrK mm radial single-ball dimension MrZ mm radial single cylinder dimension p mm pitch pb mm base pitch on the base circle pe mm base pitch on the path of contact R - variation Rp m variation of pitch deviation RS m variation of tooth thickness s mm tooth thickness sթ mm chordal tooth thickness SĮ m twist of the مشخصات عرضی پیچ و تاب و پیچ و تاب از خط پهلو Sȉ M پیچ و تاب دندان T - تحمل TRA MM2 منطقه تماس ؛ الگوی تماس U - اندازه گیری عدم قطعیت wk mm پایه مماس پایه بیش از k دندانها یا فضاها x - ضریب تغییر مشخصات XE - تولید ضریب تغییر مشخصات XL - ضریب تغییر مشخصات دنده اصلی Z - تعداد دندان های ZL - تعداد دندانهای دنده اصلی

## پاراگراف #605.3

English: Į ° pressure angle ȕ ° helix angle ȕb ° base helix angle įw ° pivoting angle (base tangent length measurement) Ș ° space width half-angle ȟ ° involute roll angle Ĳ ° pitch angle ĳj ° backlash angle ȥ ° tooth thickness half-angle Ȧ rad/s angular velocity

Persian: زاویه فشار ȕ ȕ ȕ ° angle angle ȕb ° زاویه مارپیچ پایه įW ° زاویه محوری (اندازه گیری طول مماس پایه) ș ° فضای عرض زاویه ای ȟ ȟ ȟ ȟ ȟ ȟ ȟ ȟ ° angle angle angle angle angle ĳ ° ° ygle angle angle angle angle angle angle ȥ ° ȥ ° ° ° ضخامت دندان ضخامت نیمی از زاویه زاویه ای ȧ s rad/s angulars

### جملات:

EN: Į ° pressure angle ȕ ° helix angle ȕb ° base helix angle įw ° pivoting angle (base tangent length measurement) Ș ° space width half-angle ȟ ° involute roll angle Ĳ ° pitch angle ĳj ° backlash angle ȥ ° tooth thickness half-angle Ȧ rad/s angular velocity

FA: زاویه فشار ȕ ȕ ȕ ° angle angle ȕb ° زاویه مارپیچ پایه įW ° زاویه محوری (اندازه گیری طول مماس پایه) ș ° فضای عرض زاویه ای ȟ ȟ ȟ ȟ ȟ ȟ ȟ ȟ ° angle angle angle angle angle ĳ ° ° ygle angle angle angle angle angle angle ȥ ° ȥ ° ° ° ضخامت دندان ضخامت نیمی از زاویه زاویه ای ȧ s rad/s angulars

## پاراگراف #662.2

English: - Hard shaving with galvanically bonded CBN roll-honing disc, in analogy to diagonal shaving with additional guide gear set • Internally toothed roll-honing disc - Ring-honing method with resin or galvanically bonded roll-honing disc, with or without rolling coupling. Corundum, CBN and diamond are used as the abrasive material with resin and ceramic binding. Refer to Appendix 15.5. Since, in analogy to roll shaving, the principles of multiple flank contact apply, which means that in order to achieve the best possible final accuracy a transverse contact ratio of İ Į = 2 and a large contact area between the workpiece and the tool should be strived for, roll-honing with an internally toothed honing wheel represents a preferred solution. In analogy to roll shaving, the chip removal is done on arc-shaped contact paths along the flanks. This results in cutting speeds which, compared to typical honing methods, are relatively high, so in this respect roll-honing methods are also known for their relatively high productivity. Touch honing (predominantly ground gearing) works with a resin-bonded honing wheel with an abrasive grinding material (corundum), which is dressed and sharpened using a diamond dressing wheel. There are different variations of this method (diagonal, transverse and plunge roll-honing, in analogy to the roll-shaving methods) which can be applied, depending on which flank areas should (preferably) be processed. In general, the amount removed on the flanks is less than 0.005 to 0.008 mm, which particularly means that form deviations and roughness are reduced. The final level of accuracy is strongly dependent on the accuracy of the pre-machining. The surface quality that can be achieved is R a = 0.1 to 0.2 m. Super shaving represents the implementation of diagonal soft shaving in a hard-machining process; the shaving cutter was replaced by a CBN-coated honing wheel (a single-layer CBN coating galvanically applied to a cylindrical gear as basic body), which acts like a shaving cutter without rolling coupling in double-flank contact on the hardened workpiece and, as such, reduces in particular the deviations arising from case hardening and pre-machining. As far as the achievable accuracy goes, the principles of roll shaving apply. For super shaving, the main parameters affecting the achievable accuracy are the runout and axial runout behaviour of the cylindrical gears after case hardening. Since the exact pitch of the tool can only form in the overlap area, because of the free running between workpiece and tool, runout deviations falsify the cumulative pitch of the workpiece. Wobbling leads to wobbling profile lines and tooth traces since the cylinders which are effective in generation are not identical to the measuring cylinders and planes of measurement. The amount removed from the flanks is 0.015 to 0.020 mm, and the achievable surface quality R a = 0.2 to 0.4 m. Presently, super shaving has been forced out of the market by generating grinding or honing with an internally toothed tool. Just as with super shaving, hard shaving works preferably with a CBN-coated externally toothed honing wheel, which, however, is roll coupled to the workpiece by a guiding pair of discs affixed to the same shafts as the tool and workpiece. Aside from a CBN-coated honing wheel, it is also possible to use a ceramically bonded corundum wheel. To realise the infeed of the hone, the backlash of the guiding pair of discs can be exploited. However, with that, in hard shaving the contact between the tool and the workpiece is single-flank, which means that the two different tooth flanks must be machined one after the other. In the case of the CBN-coated honing wheel, it is possible to efficiently achieve removal of up to 0.15 mm from the flanks, whereby enforced kinematic motion also produces an improvement to the geometric accuracy of the toothing. With hard shaving it is possible to achieve an accuracy of up to ISO 1328 (DIN 3962/63) quality 5, along with a surface quality of R a < 1.25 m. With that, this honing me thod should be an alternative for tooth grinding in some cases, even without having achieved the high grinding qualities, however. As such, hard shaving currently has no relevance on the market.

Persian: -تراشیدن سخت با دیسک پیوند CBN به صورت گالوان ، در قیاس با تراشیدن مورب با مجموعه دنده های راهنمای اضافی • دیسک هونینگ رول داخلی-روش هونرنگ حلقه ای با رزین یا دیسک هنینگ رول به صورت گالوان ، با یا بدون اتصال نورد. Corundum ، CBN و الماس به عنوان ماده ساینده با رزین و اتصال سرامیک استفاده می شوند. به پیوست 15.5 مراجعه کنید. از آنجا که ، در قیاس با تراشیدن رول ، اصول تماس چند پهلو اعمال می شود ، به این معنی که برای دستیابی به بهترین دقت نهایی ممکن ، نسبت تماس عرضی ̇ = 2 و یک منطقه تماس بزرگ بین قطعه کار و ابزار باید برای آن تلاش شود ، و با یک چرخ ذاتی که در داخل بدن قرار دارد ، یک محلول ترجیحی را نشان می دهد. در قیاس برای اصلاح تراشیدن ، حذف تراشه در مسیرهای تماس قوس شکل در امتداد پهلوها انجام می شود. این منجر به برش سرعت می شود که در مقایسه با روشهای معمولی هجوم ، نسبتاً زیاد است ، بنابراین از این نظر روشهای هونینگ رول نیز به دلیل بهره وری نسبتاً بالا شناخته می شوند. Touch Honing (عمدتا Ground Gearing) با یک چرخ هجوم پیوند شده با رزین با یک ماده سنگ زنی ساینده (Corundum) کار می کند ، که با استفاده از چرخ پانسمان الماس لباس پوشیده و تیز می شود. تغییرات مختلفی از این روش (مورب ، عرضی و غرق شدن غوطه وری ، در قیاس با روش های رول تراش) وجود دارد که بسته به اینکه مناطق پهلو (ترجیحاً) پردازش شوند ، قابل استفاده است. به طور کلی ، مقدار برداشته شده در پهلوها کمتر از 0.005 تا 0.008 میلی متر است ، که به ویژه بدان معنی است که انحراف و زبری فرم کاهش می یابد. سطح نهایی دقت به شدت به صحت قبل از ماشین سازی بستگی دارد. کیفیت سطح که می تواند حاصل شود R = 0.1 تا 0.2 متر است. تراشیدن فوق العاده نشان دهنده اجرای تراشیدن نرم مورب در یک فرآیند سخت سازی سخت است. برش تراشیدن توسط یک چرخ هونینگ پوشیده از CBN جایگزین شد (یک پوشش CBN تک لایه ای که به صورت گالوانیایی به عنوان بدنه اصلی اعمال می شود) ، که مانند یک برش تراشیده شده بدون اتصال در تماس دو طرفه بر روی قطعه کار سخت شده عمل می کند و به ویژه ، به ویژه کاهش انحراف از سخت و پیش از پیش باعث می شود. تا آنجا که دقت قابل دستیابی پیش می رود ، اصول اصلاح رول اعمال می شود. برای تراشیدن فوق العاده ، پارامترهای اصلی مؤثر بر دقت قابل دستیابی ، رفتار رونق و محوری چرخ دنده های استوانه ای پس از سخت شدن مورد است. از آنجا که زمین دقیق این ابزار فقط در منطقه همپوشانی می تواند شکل بگیرد ، به دلیل اجرای رایگان بین قطعه کار و ابزار ، انحرافات فرار باعث جعل زمین تجمعی قطعه کار می شود. wobbling منجر به خطوط مشخصات پروفایل و آثار دندان می شود زیرا سیلندرهایی که در تولید مؤثر هستند با سیلندرهای اندازه گیری و هواپیماهای اندازه گیری یکسان نیستند. مقدار حذف شده از پهلوها 0.015 تا 0.020 میلی متر و کیفیت سطح قابل دستیابی R A = 0.2 تا 0.4 متر است. در حال حاضر ، با ایجاد سنگ زنی یا افتخار با یک ابزار داخلی دندانه دار ، تراشیدن فوق العاده از بازار خارج شده است. درست مانند تراش فوق العاده ، تراشیدن سخت ترجیحاً با یک چرخ هوسرنگ بیرونی با پوشش CBN کار می کند ، که با این حال ، توسط یک جفت راهنما از دیسک ها که به همان شفت های ابزار و قطعه کار می شوند ، با قطعه کار همراه است. گذشته از یک چرخ هجوم پوشیده از CBN ، همچنین می توان از یک چرخ کورندوم با پیوند سرمی استفاده کرد. برای تحقق بخشیدن به این سنگفرش ، می توان از عکس العمل جفت راهنما دیسک استفاده کرد. با این حال ، با این کار ، در تراشیدن سخت تماس بین ابزار و قطعه کار به صورت یک فوت است ، به این معنی که دو پهلو دندان مختلف باید یکی پس از دیگری ماشینکاری شوند. در مورد چرخ هونینگ پوشش داده شده با CBN ، می توان به طور مؤثر از حذف تا 0.15 میلی متر از پهلوها استفاده کرد ، در نتیجه حرکت سینماتیک اجرا شده همچنین باعث بهبود دقت هندسی دندانپزشکی می شود. با تراشیدن سخت می توان به دقت ISO 1328 (DIN 3962/63) کیفیت 5 ، به همراه کیفیت سطح R A <1.25 متر دست یافت. با این کار ، این افتخار من باید در بعضی موارد گزینه دیگری برای سنگ زنی دندان باشد ، حتی بدون این که به خصوصیات سنگ زنی بالا برسد. به همین ترتیب ، تراشیدن سخت در حال حاضر هیچ ارتباطی در بازار ندارد.

### جملات:

EN: To realise the infeed of the hone, the backlash of the guiding pair of discs can be exploited.

FA: برای تحقق بخشیدن به این سنگفرش ، می توان از عکس العمل جفت راهنما دیسک استفاده کرد.

## پاراگراف #722.2

English: Table of Appendices No. Title Page 1 Tooth Root Geometry ....................................................................................................... ............................. 710 1.1 Algorithm for Calculating the Tooth Root Geometry at a Cross Section with Given Tangent Angle ș ........ 710 1.2 Relative Tooth Root Curvature Radius for Basic Rack ISO 53 (DIN 867) ................................................... 712 1.3 Relative Tooth Root Thickness............................................................................................ .......................... 713 1.4 Notch Parameter ......................................................................................................... ................................... 714 2 Details for Calculating the Stress Correction Factor YS and the Relative Sensitivity Factor YįrelT According to ISO 6336-3 (DIN 3990-3) (1987 Issue) ............................................................................ ....... 715 3 Flank Backlash and Flank Modifications .................................................................................... .................. 716 3.1 Recommendations for Selecting the Flank Backlash and the Base Tangent Length or Tooth Thickness Allowances ................................................................................................... ...................... 716 3.2 Flank M odification ...................................................................................................... .................................. 717 4 Manufacturing Profile Shift Coefficient xE (Definition, Calculation) ...................................................................... 721 5 Vibration Analysis of Complete Drive Systems with Multi-body Simulation ................................................... .... 722 6 Detailed Calculation of the Stress Concentration Factors at the Tooth Root Fillet of Internal Gears ................... 729 7 Supplement for Load Capacity Based on Hertzian Pressure Curves of Strength and Stress Normal to the Flank in the Depth Direction for Case-hardened Gears ........................................................... ........ 730 8 Load-dependent Transverse Contact Ratio ................................................................................... ............................ 733 9 Optimisation of Tooth Root Fillet ............................................................................................................................. 734 10 Special Involute Gears ..................................................................................................... .......................................... 739 10.1 Influences of an Enlarged Pressure Angle and Reduced Tooth Height, Example ............................................... ... 739 10.2 Symmetric and Asymmetric Gearing ......................................................................................... ............................... 740 11 Hardness and Tensile Strength for Unalloyed and Low-Alloyed Steels ......................................................... ........ 743 12 Strength Values for Gears of Structural Steel, Cast Iron, Cast and Tempered Steel .......................................... .... 744 13 Test Procedures for Scuffing Load Capacity ................................................................................. ........................... 745 14 Supplement for Power Losses and Efficiency, Transmission Heating, Lubrication .............................................. 747 14.1 Supplement for Power Losses and Efficiency ............................................................................... ........................... 747 14.2 Supplement to Bearing Losses ............................................................................................. ..................................... 748 14.3 Supplemental Information Regarding Thermal Balance ....................................................................... ................... 752 14.4 Alternative Lubrication .................................................................................................. ............................................ 757 15 Manufacturing of Cylindrical Gears, Tools .................................................................................. ............................ 759 16 Gear Transmissions, Selected Examples ...................................................................................... ............................ 763 16.1 Bevel Gear-Cylindrical Gear Transmission, Siemens AG (Flender Industriegetriebe GmbH, Penig, Germany) 763 16.2 Planetary Transmissions .................................................................................................. .......................................... 764 16.3 Fluid Transmission for Rail Drives, Strömungsmaschinen, Pirna, Germany ................................................... ...... 771 16.4 Transmissions: Multi-stage Compressor Drive (Pumpen- und Gebläsewerk PGW, Leipzig, Germany) ........... 772 16.5a Simple Manual Passenger Car Transmission ................................................................................ ........................... 773 16.5b Eight-speed Automatic Car Transmission, ZF Friedrichshafen AG ........................................................... ............ 774 16.6 Large Cylindrical Gear Transmission (Power ca. 100 MW) of a Gas Turbine Power Unit; Renk, Augsburg, Germany ...................................................................................................... .................................. 777 16.7 Multi-Stage Compressor Transmission, BHS Sonthofen, Germany .............................................................. ......... 778 16.8 Gas Turbine Drive – Fan Drive Gear Unit of PW1100G-JM engine, Pratt & Whitney ........................................ 779 17 Standards (Selection) ...................................................................................................... ........................................... 780 17.1 Gear Standards (Selection) ............................................................................................... ......................................... 780 17.2 Material Standards (Selection) .................................................................................................................................. 784 17.3 International Material Denomination (Selection) ..................................................................................................... 786 18 Factors and Equations used in American Standards............................................................................ ..................... 787

Persian: جدول ضمائم شماره صفحه 1 هندسه ریشه دندان ..................................................................................................................... 710 1.1 الگوریتم برای محاسبه هندسه ریشه دندان در یک مقطع با زاویه مماس با توجه Relative Tooth Root Thickness............................................................................................ .......................... 713 1.4 Notch Parameter ......................................................................................................... ................................... 714 2 Details for Calculating the Stress Correction Factor YS and the Relative Sensitivity Factor YįrelT According to ISO 6336-3 (DIN 3990-3) (شماره 1987) ................................................................................... 715 3 اصلاحات برگشت و پهلو .............................................................................................. 716 3.1 توصیه هایی برای انتخاب بازگرداندن بازگردانی و ضخامت پایه یا ضخامت دندان. ……………………………………………………………………………………………………………………………………………………………………………………………………………………………………………………………………………………………………………………………………………………………………………………………………………………………………………………………………………………………………………………………………………………………………………………………………………………………………………………………………………………………………………………………………………………………………………………………… داشت تجزیه و تحلیل سیستم های درایو کامل با شبیه سازی چند بدن ....................................................................................................... 729 729 729 729 7 مکمل برای ظرفیت بار بر اساس منحنی های فشار هرتزیان از قدرت و استرس طبیعی در جهت عمق چرخ دنده های مورد نظر برای دنده های هرتزین ... Ratio ................................................................................... ............................ 733 9 Optimisation of Tooth Root Fillet ............................................................................................................................. 734 10 Special Involute Gears ..................................................................................................... .......................................... 739 10.1 تأثیرات زاویه فشار بزرگ شده و کاهش ارتفاع دندان ، مثال ............................................... ... 739 10.2 دنده متقارن و نامتقارن ........................................................................................................................................................................................................................................................................................... 743 12 مقادیر استحکام برای چرخ دنده های فولاد ساختاری ، چدن ، چدن ، فولاد چاشنی و دلپذیر .......................................... .... 744 13 روش تست برای ظرفیت بارگذاری ظرفیت بار ........................................................................................... 745 مکمل برای ضرر و زیان برق و کارآیی ، گرمایشی ، گرمایشی ، روغن کاری ، گرمایشی ، روغن زنی ، گرمایشی ، انتقال ... and Efficiency ............................................................................... ........................... 747 14.2 Supplement to Bearing Losses ............................................................................................. ..................................... 748 14.3 Supplemental Information Regarding Thermal Balance ....................................................................... ................... 752 14.4 Alternative Lubrication ……………………………………………………………………………………………………………………………… 757 15 ساخت چرخ دنده های استوانه ای ، ابزارها ............................................................................................................................................................................................................................................................................................................................................................................................................... ساكوت 1659 16 گیربکس ، تسویه حساب های انتخابی. ………………………………………………………………………………………………………………………………………………………………………………………………………………………………………………………………………… ………………………………… 764 16.3 انتقال سیال برای درایوهای ریلی ، استرومونگسسماینن ، پیرنا ، آلمان ................................................................................................................................................................................................................................................................................................................................................................................................................................................................................................................................................................... برگشت: درایو کمپرسور چند مرحله ای (پمپن- und gebläsewerk pgw ، leipzz ، alipzig ، alermany) ........... ……………………………………………………………………………………………………………………………………………………………………………………………………………………………………………………………………………………… 774 16.6 انتقال دنده بزرگ استوانه بزرگ (Power Ca. 100 مگاوات) یک واحد برق توربین گازی ؛ رنک ، آگسبورگ ، آلمان ...................................................................................................................................... 777 16.7 انتقال کمپرسور چند مرحله ای ، BHS Sonthofen ، Prg1000 …………………………………………………………………………………………………………………………………………………………………………………………………………………………………………………………………………………………………………………………………………………………………………………… ... ویتنی .................................... 779 17 استاندارد (انتخاب) .................................................................................................................................................................................................................................................................................... …………………………………………………………………………………………………………… 784 17.3 فرقه مواد بین المللی (انتخاب) ............................................................................... 18 فاکتور و معادلات مورد استفاده در استانداردهای آمریکایی .......................................................................................................................................................................................................................................................................................................................................................................................................................................................................................................................................PPPPPPPپپپیشند

### جملات:

EN: 715 3 Flank Backlash and Flank Modifications ....................................................................................

FA: 715 3 اصلاحات عکسبرداری و پهلوها ............................................................................

EN: 716 3.1 Recommendations for Selecting the Flank Backlash and the Base Tangent Length or Tooth Thickness Allowances ...................................................................................................

FA: 716 3.1 توصیه هایی برای انتخاب عکس العمل پهلو و طول مماس پایه یا ضخامت دندان ...................................................................................

## پاراگراف #729.1

English: 716 Appendix 3 Flank Backlash and Flank Modifications

Persian: 716 ضمیمه 3 عکس العمل و اصلاحات پهلو

### جملات:

EN: 716 Appendix 3 Flank Backlash and Flank Modifications

FA: 716 ضمیمه 3 عکس العمل و اصلاحات پهلو

## پاراگراف #729.2

English: Appendix 3.1 Recommendations for Selecting the Flank Backlash and the Base Tangent Length or Tooth Thickness Allowances The normal backlash (meshing backlash) j n is the shortest distance between the non-working flank of the teeth of a gear pair when their working flanks have contact. The following relationship exists between the normal backlash jbn and the circumferential backlash j wt (in the form of an arc on the pitch circle): () wt n w t bbcosĮcosȕ =jj The angle of the pinion ĳj1 is the angle by which the pinion can be rotated between the flank contacts when the wheel is not rotating: ()j1 bn 1 n nĳ 2/ c o s Į =jz m The size of the backlash is essentially determined by the tooth thickness allowances Esn. These can be substituted by the span allowances EWn (allowances in the direction of the flank normals). Wn b sncosȕ =EE If no special requirements or experiences exist, the sum of the amounts of the upper allowances can be selected from Figure 3.1b. For a uniform distribution, we have We1 We2 We1 We2 0.5 == − + EE E E The lower allowances are derived using the tolerance Tw for each wheel (1 and 2) as follows: Wi 1 , 2 W e 1 , 2 W 1 ,2 =− EE T In general terms, the tolerance TW1,2 lies in the range W1,2 Wn1,2 Wn1,2 ;0 . 0 3 t o 0 . 0 8 TT T == and is usually selected using TWn1,2 = 0.05 mm. Ignoring other influences (e.g., difference in thermal expansion, centre distance deviation), the normal backlash results from We1 We2 nm in(0)=+bjE E As a result of several influences, the actual backlash differs from jbn min(0) , both when mounting and in operation . Probably the smallest normal backlash jn min in operation is We1 We2 bn bnm in (0)=+− Δ jE E j 222 2 i1 i2 2 T GGȕ į bn aEl tw b'' '' rElsinĮcosȕ ȕ cosȕ()22 2 2 t a n Į 2t a nĮ2c o s ȕ¦ ¦ Δ++ + + ⋅+ + +­ ½ ªº§·§· §· §· ° ° «»Δ≈ ⋅ ⋅ ¨¸¨¸® ¾ ¨¸ ¨¸ ¨¸¨¸«» ©¹ ©¹ ° ° ©¹©¹«»¬¼¯ ¿aFF f f b bbAf fLLj where Fi" is the double-flank total composite deviation; Aa centre distance allowance; fȈį inclination deviation; fȈȕ axial alignment deviation; b/LG face width over bearing distance; fT thermal expansion difference between the gears and the housing; faEl the closest approximation of the gears as a result of elastic deformations in the direction of the centre distance; ǻȕrEl angle difference of the gear pair shafts as a result of the elastic deformation perpendicular to the line connecting the gear centres (tangential). For a very precise analysis, it is necessary to take into account the bearing clearance and the housing deformation. For values, refer to ISO 1328, ISO/TR 10064, DIN 3963, and DIN 3964.

Persian: ضمیمه 3.1 توصیه ها برای انتخاب عکس العمل های پهلو و طول مماس پایه یا ضخامت دندان ، واکنشهای عادی (بازگشت به عقب) J n کوتاهترین فاصله بین پهلوهای غیر کار یک جفت دنده در هنگام تماس با پهلو است. رابطه زیر بین JBN واکنش عادی و واکنش مجدد محیط J WT (به شکل یک قوس در دایره زمین) وجود دارد: () wt n w t bbcosįcosȕ = jj زاویه pinion ĳj1 اندازه زاویه ای است که می توان پین را بین تماس های flank می چرخاند ، در هنگام چرخش چرخ 1 n j1 عکس العمل در اصل با کمک هزینه های ضخامت دندان ESN تعیین می شود. اینها را می توان با کمک هزینه های EWN جایگزین کرد (کمک هزینه در جهت نرمال های پهلو). wn b sncosȕ = ee در صورت وجود الزامات خاص یا تجربیات خاص ، می توان مبلغ مبلغ کمک هزینه های بالایی را از شکل 3.1b انتخاب کرد. برای توزیع یکنواخت ، ما WE1 WE2 WE1 WE2 0.5 == - + ee e e e e e e e e e e e e e e e e e e e e e e e e e e e e e e e e e e e e e e e با استفاده از تحمل TW برای هر چرخ (1 و 2) به شرح زیر است: wi 1 ، 2 w e 1 ، 2 w 1 ، 2 = - ee t به طور کلی ، تحمل tw1،2 در محدوده w1،2 wn1،2 wn1،2 wn1،2 wn1 ؛ 0 3 t o 0. 0 8 tt t == و معمولاً با استفاده از twn1،2 = 0.05 میلی متر انتخاب می شود. نادیده گرفتن سایر تأثیرات (به عنوان مثال ، تفاوت در گسترش حرارتی ، انحراف فاصله از مرکز) ، واکنش واکنش عادی از We1 We2 NM در (0) =+BJE E در نتیجه چندین تأثیر ، واکنش واقعی با JBN MIN (0) متفاوت است ، هم در هنگام نصب و هم در کار. احتمالاً کوچکترین واکنشهای طبیعی jn jn در کار ، we1 we2 bn bnm در (0) = + - δ je e j 222 2 i1 i2 2 t ggȕ į bn ael b '' '' relsinįcosȕ ȕ cosȕ () 22 2 t a n į 2t į 2t a nį2c o s ȕ δ+ + + ªº§·§· §· §· ° ° «»Δ≈ ⋅ ⋅ ¨¸¨¸® ¾ ¨¸ ¨¸ ¨¸¨¸«» ©¹ ©¹ ° ° ©¹©¹«»¬¼¯ ¿aFF f f b bbAf fLLj where Fi" is the double-flank total composite deviation; Aa centre distance allowance; fȈį inclination انحراف محوری Fȉȕ ؛ تجزیه و تحلیل ، لازم است که ترخیص کالا از گمرک و تغییر شکل مسکن را در نظر بگیرید.

### جملات:

EN: Appendix 3.1 Recommendations for Selecting the Flank Backlash and the Base Tangent Length or Tooth Thickness Allowances The normal backlash (meshing backlash) j n is the shortest distance between the non-working flank of the teeth of a gear pair when their working flanks have contact.

FA: ضمیمه 3.1 توصیه ها برای انتخاب عکس العمل های پهلو و طول مماس پایه یا ضخامت دندان ، واکنشهای عادی (بازگشت به عقب) J n کوتاهترین فاصله بین پهلوهای غیر کار یک جفت دنده در هنگام تماس با پهلو است.

EN: The following relationship exists between the normal backlash jbn and the circumferential backlash j wt (in the form of an arc on the pitch circle): () wt n w t bbcosĮcosȕ =jj The angle of the pinion ĳj1 is the angle by which the pinion can be rotated between the flank contacts when the wheel is not rotating: ()j1 bn 1 n nĳ 2/ c o s Į =jz m The size of the backlash is essentially determined by the tooth thickness allowances Esn.

FA: رابطه زیر بین JBN واکنش عادی و واکنش مجدد محیط J WT (به شکل یک قوس در دایره زمین) وجود دارد: () wt n w t bbcosįcosȕ = jj زاویه pinion ĳj1 اندازه زاویه ای است که می توان پین را بین تماس های flank می چرخاند ، در هنگام چرخش چرخ 1 n j1 عکس العمل در اصل با کمک هزینه های ضخامت دندان ESN تعیین می شود.

EN: Ignoring other influences (e.g., difference in thermal expansion, centre distance deviation), the normal backlash results from We1 We2 nm in(0)=+bjE E As a result of several influences, the actual backlash differs from jbn min(0) , both when mounting and in operation .

FA: نادیده گرفتن سایر تأثیرات (به عنوان مثال ، تفاوت در گسترش حرارتی ، انحراف فاصله از مرکز) ، واکنش واکنش عادی از We1 We2 NM در (0) =+BJE E در نتیجه چندین تأثیر ، واکنش واقعی با JBN MIN (0) متفاوت است ، هم در هنگام نصب و هم در کار.

EN: Probably the smallest normal backlash jn min in operation is We1 We2 bn bnm in (0)=+− Δ jE E j 222 2 i1 i2 2 T GGȕ į bn aEl tw b'' '' rElsinĮcosȕ ȕ cosȕ()22 2 2 t a n Į 2t a nĮ2c o s ȕ¦ ¦ Δ++ + + ⋅+ + +­ ½ ªº§·§· §· §· ° ° «»Δ≈ ⋅ ⋅ ¨¸¨¸® ¾ ¨¸ ¨¸ ¨¸¨¸«» ©¹ ©¹ ° ° ©¹©¹«»¬¼¯ ¿aFF f f b bbAf fLLj where Fi" is the double-flank total composite deviation; Aa centre distance allowance; fȈį inclination deviation; fȈȕ axial alignment deviation; b/LG face width over bearing distance; fT thermal expansion difference between the gears and the housing; faEl the closest approximation of the gears as a result of elastic deformations in the direction of the centre distance; ǻȕrEl angle difference of the gear pair shafts as a result of the elastic deformation perpendicular to the line connecting the gear centres (tangential).

FA: احتمالاً کوچکترین واکنشهای طبیعی jn jn در کار ، we1 we2 bn bnm در (0) = + - δ je e j 222 2 i1 i2 2 t ggȕ į bn ael b '' '' relsinįcosȕ ȕ cosȕ () 22 2 t a n į 2t į 2t a nį2c o s ȕ δ+ + + ªº§·§· §· §· ° ° «»Δ≈ ⋅ ⋅ ¨¸¨¸® ¾ ¨¸ ¨¸ ¨¸¨¸«» ©¹ ©¹ ° ° ©¹©¹«»¬¼¯ ¿aFF f f b bbAf fLLj where Fi" is the double-flank total composite deviation; Aa centre distance allowance; fȈį inclination انحراف محوری Fȉȕ ؛

## پاراگراف #729.3

English: Figure 3.1a Backlash, tolerances and deviations of base tangent length Figure 3.1b Sum of deviations and normal backlash versus centre distance For a few gears, for example, those with fast torque reversal and control gears , the ope- rating flank backlash should be as close to zero as possible. For high-speed gear units , however, the gear losses are partly reduced with a corres- ponding increase in flank backlash and tip clearance. For the minimal backlash used in other cases, refer to the diagram in Figure 3.1b.

Persian: شکل 3.1a واکنشهای واکنش ، تحمل و انحراف از طول مماس پایه شکل 3.1b مجموع انحرافات و واکنشهای عادی در مقابل فاصله مرکز برای چند چرخ دنده ، به عنوان مثال ، کسانی که دارای چرخ دنده های سریع گشتاور و چرخ دنده های کنترل هستند ، بازگرداندن بازده بازده باید تا حد امکان نزدیک به صفر باشد. با این حال ، برای واحدهای دنده پر سرعت ، تلفات دنده تا حدی با افزایش فراگیر در واکنش به عقب و ترخیص کالا از گمرک کاهش می یابد. برای حداقل واکنشهای مورد استفاده در موارد دیگر ، به نمودار در شکل 3.1b مراجعه کنید.

### جملات:

EN: Figure 3.1a Backlash, tolerances and deviations of base tangent length Figure 3.1b Sum of deviations and normal backlash versus centre distance For a few gears, for example, those with fast torque reversal and control gears , the ope- rating flank backlash should be as close to zero as possible.

FA: شکل 3.1a واکنشهای واکنش ، تحمل و انحراف از طول مماس پایه شکل 3.1b مجموع انحرافات و واکنشهای عادی در مقابل فاصله مرکز برای چند چرخ دنده ، به عنوان مثال ، کسانی که دارای چرخ دنده های سریع گشتاور و چرخ دنده های کنترل هستند ، بازگرداندن بازده بازده باید تا حد امکان نزدیک به صفر باشد.

EN: For high-speed gear units , however, the gear losses are partly reduced with a corres- ponding increase in flank backlash and tip clearance.

FA: با این حال ، برای واحدهای دنده پر سرعت ، تلفات دنده تا حدی با افزایش فراگیر در واکنش به عقب و ترخیص کالا از گمرک کاهش می یابد.

EN: For the minimal backlash used in other cases, refer to the diagram in Figure 3.1b.

FA: برای حداقل واکنشهای مورد استفاده در موارد دیگر ، به نمودار در شکل 3.1b مراجعه کنید.

## پاراگراف #730.1

English: Appendix 3 Flank Backlash and Flank Modifications 717

Persian: ضمیمه 3 عکس العمل و اصلاحات پهلو 717

### جملات:

EN: Appendix 3 Flank Backlash and Flank Modifications 717

FA: ضمیمه 3 عکس العمل و اصلاحات پهلو 717

## پاراگراف #731.1

English: 718 Appendix 3 Flank Backlash and Flank Modifications

Persian: 718 ضمیمه 3 عکس العمل و اصلاحات پهلو

### جملات:

EN: 718 Appendix 3 Flank Backlash and Flank Modifications

FA: 718 ضمیمه 3 عکس العمل و اصلاحات پهلو

## پاراگراف #732.1

English: Appendix 3 Flank Backlash and Flank Modifications 719

Persian: ضمیمه 3 عکس العمل و اصلاحات پهلو 719

### جملات:

EN: Appendix 3 Flank Backlash and Flank Modifications 719

FA: ضمیمه 3 عکس العمل و اصلاحات پهلو 719

## پاراگراف #733.1

English: 720 Appendix 3 Flank Backlash and Flank Modifications

Persian: 720 ضمیمه 3 اصلاحات عکسبرداری و پهلو

### جملات:

EN: 720 Appendix 3 Flank Backlash and Flank Modifications

FA: 720 ضمیمه 3 اصلاحات عکسبرداری و پهلو

## پاراگراف #734.2

English: Appendix 4 Manufacturing Profile Shift Coefficient xE (Definition, Calculation) The sum of the profile shift factors determined in Section 2.1.2 and 2.1.3 – and thus their distribution on the gears of the pairing – apply to the zero-backlash mating. Since a zero-backlash operation is not possible, due, among other things, to the tooth system deviation and the thermal expansion, it is necessary to produce a smaller tooth thickness compared to the zero-backlash nominal value for production purposes. Figure A4/1 depicts a gear with nominal values and Figure A4/2 a protuberance tool. The tool with a straight-flanked, gear-rack-shaped basic profile in protuberance design represents the most common design in the manufacture of large gears.

Persian: ضمیمه 4 ضریب تغییر پروفایل تولید XE (تعریف ، محاسبه) مجموع فاکتورهای تغییر مشخصات مشخص شده در بخش 2.1.2 و 2.1.3-و در نتیجه توزیع آنها در چرخ دنده های جفت شدن-برای جفت گیری صفر استفاده کنید. از آنجا که یک عمل جراحی صفر امکان پذیر نیست ، از جمله موارد دیگر ، به انحراف سیستم دندان و گسترش حرارتی ، لازم است ضخامت دندان کوچکتر در مقایسه با مقدار اسمی پشتی صفر برای اهداف تولید تولید شود. شکل A4/1 دنده ای را با مقادیر اسمی و شکل A4/2 یک ابزار پیش بینی کننده نشان می دهد. این ابزار با مشخصات اساسی و چرخ دنده ای به شکل چرخ دنده ای در طراحی پیشانی ، رایج ترین طراحی در ساخت چرخ دنده های بزرگ را نشان می دهد.

### جملات:

EN: Appendix 4 Manufacturing Profile Shift Coefficient xE (Definition, Calculation) The sum of the profile shift factors determined in Section 2.1.2 and 2.1.3 – and thus their distribution on the gears of the pairing – apply to the zero-backlash mating.

FA: ضمیمه 4 ضریب تغییر پروفایل تولید XE (تعریف ، محاسبه) مجموع فاکتورهای تغییر مشخصات مشخص شده در بخش 2.1.2 و 2.1.3-و در نتیجه توزیع آنها در چرخ دنده های جفت شدن-برای جفت گیری صفر استفاده کنید.

EN: Since a zero-backlash operation is not possible, due, among other things, to the tooth system deviation and the thermal expansion, it is necessary to produce a smaller tooth thickness compared to the zero-backlash nominal value for production purposes.

FA: از آنجا که یک عمل جراحی صفر امکان پذیر نیست ، از جمله موارد دیگر ، به انحراف سیستم دندان و گسترش حرارتی ، لازم است ضخامت دندان کوچکتر در مقایسه با مقدار اسمی پشتی صفر برای اهداف تولید تولید شود.

## پاراگراف #734.3

English: Figure A4/1 Allowances on a toothing Figure A4/2 Protuberance tool (depicted without undercut) (gear-rack-shaped basic profile) The following parameters are either defined or determined in the construction or are based on the manufacturing processes: • The greatest ( E si) and the smallest backlash allowance ( Ese). • The machining allowance p s in relation to the tooth thickness. • The change in the root circle ǻdf as a result of the radial infeed of the tool corresponding to the backlash allowances ( Es), the machining allowance ( ps) and the tooth thickness alteration ( ǻs0). Here, x1 and x 2 are the profile shift factors determined for the zero-backlash tooth pairing. If the minus allowances for tooth thicknesses are achieved by a radial infeed of the gear-rack-shaped tool, then other profile shift factors are crucial for the tooth thicknesses and tooth root geometry. These are referred to as generating addendum modification coefficients and denoted by xE1 or xE2 for the pinion or the wheel: 0 E nn n n nns 2t a nĮ sinĮ 2t a nĮEs qxxmm mΔ=+ + +⋅⋅ ⋅ (A4/1) where Es is the backlash allowance ( Es < 0), for which the tooth geometry should be determined q is the machining allowance perpendicular to the tooth flank ǻs0 is an increase in the tooth thickness of the tool (for example, to limit the radial infeed in case of quantitatively large allowances Es) Note: For precise analyses of the tooth root stress, it is necessary to determine, among other things, the combined tooth form factors YFS1,2 or form factors YF1,2 with xE1,2. For quantitatively large allowances and small modules, including for high-speed gear units, the influence of the generating addendum modification xE1,2 can be significant, particularly on the tooth root stress.

Persian: شکل A4/1 کمک هزینه در یک ابزار پیش بینی کننده A4/2 (که بدون زیر رنگ به تصویر کشیده شده است) (مشخصات اساسی چرخ دنده ای شکل) پارامترهای زیر یا در ساخت و ساز تعریف شده یا تعیین می شوند یا بر اساس فرآیندهای تولیدی است: • بزرگترین (E Si) و کمترین کمک هزینه (ESE). • کمک هزینه ماشینکاری در رابطه با ضخامت دندان. • تغییر در دایره ریشه ǻDF به عنوان نتیجه ای از شعاعی ابزاری که مربوط به کمک هزینه های واکنش مجدد (ES) ، کمک هزینه ماشینکاری (PS) و تغییر ضخامت دندان (ǻS0) است. در اینجا ، X1 و X 2 فاکتورهای تغییر مشخصات برای جفت شدن دندان با پشتی صفر هستند. اگر منهای کمک هزینه برای ضخامت دندان توسط یک شعاع شعاعی از ابزار چرخ دنده ای شکل بدست آید ، سایر فاکتورهای تغییر پروفایل برای ضخامت دندان و هندسه ریشه دندان بسیار مهم هستند. اینها به عنوان تولید ضرایب اصلاح ضمیمه گفته می شوند و توسط XE1 یا XE2 برای پین یا چرخ مشخص می شوند: 0 e nn n n nns 2t a nį sinį 2t qxxmm mδ = + + + ⋅ (a4/1) که در آن ES عاملی است. PIENCET TETS0 افزایش ضخامت دندان ابزار (به عنوان مثال ، برای محدود کردن مواد شعاعی در صورت کمک هزینه های کمی بزرگ ES) توجه: برای تجزیه و تحلیل دقیق از استرس ریشه دندان ، لازم است از جمله موارد دیگر ، عوامل تشکیل دهنده دندان ترکیبی YFS1،2 یا شکل yf1،2 با XE1،2. برای کمک هزینه های کمی و ماژول های کوچک ، از جمله برای واحدهای دنده پر سرعت ، تأثیر اصلاح افزودنی تولید XE1،2 می تواند قابل توجه باشد ، به خصوص در استرس ریشه دندان.

### جملات:

EN: Figure A4/1 Allowances on a toothing Figure A4/2 Protuberance tool (depicted without undercut) (gear-rack-shaped basic profile) The following parameters are either defined or determined in the construction or are based on the manufacturing processes: • The greatest ( E si) and the smallest backlash allowance ( Ese).

FA: شکل A4/1 کمک هزینه در یک ابزار پیش بینی کننده A4/2 (که بدون زیر رنگ به تصویر کشیده شده است) (مشخصات اساسی چرخ دنده ای شکل) پارامترهای زیر یا در ساخت و ساز تعریف شده یا تعیین می شوند یا بر اساس فرآیندهای تولیدی است: • بزرگترین (E Si) و کمترین کمک هزینه (ESE).

EN: • The change in the root circle ǻdf as a result of the radial infeed of the tool corresponding to the backlash allowances ( Es), the machining allowance ( ps) and the tooth thickness alteration ( ǻs0).

FA: • تغییر در دایره ریشه ǻDF به عنوان نتیجه ای از شعاعی ابزاری که مربوط به کمک هزینه های واکنش مجدد (ES) ، کمک هزینه ماشینکاری (PS) و تغییر ضخامت دندان (ǻS0) است.

EN: Here, x1 and x 2 are the profile shift factors determined for the zero-backlash tooth pairing.

FA: در اینجا ، X1 و X 2 فاکتورهای تغییر مشخصات برای جفت شدن دندان با پشتی صفر هستند.

EN: These are referred to as generating addendum modification coefficients and denoted by xE1 or xE2 for the pinion or the wheel: 0 E nn n n nns 2t a nĮ sinĮ 2t a nĮEs qxxmm mΔ=+ + +⋅⋅ ⋅ (A4/1) where Es is the backlash allowance ( Es < 0), for which the tooth geometry should be determined q is the machining allowance perpendicular to the tooth flank ǻs0 is an increase in the tooth thickness of the tool (for example, to limit the radial infeed in case of quantitatively large allowances Es) Note: For precise analyses of the tooth root stress, it is necessary to determine, among other things, the combined tooth form factors YFS1,2 or form factors YF1,2 with xE1,2.

FA: اینها به عنوان تولید ضرایب اصلاح ضمیمه گفته می شوند و توسط XE1 یا XE2 برای پین یا چرخ مشخص می شوند: 0 e nn n n nns 2t a nį sinį 2t qxxmm mδ = + + + ⋅ (a4/1) که در آن ES عاملی است. PIENCET TETS0 افزایش ضخامت دندان ابزار (به عنوان مثال ، برای محدود کردن مواد شعاعی در صورت کمک هزینه های کمی بزرگ ES) توجه: برای تجزیه و تحلیل دقیق از استرس ریشه دندان ، لازم است از جمله موارد دیگر ، عوامل تشکیل دهنده دندان ترکیبی YFS1،2 یا شکل yf1،2 با XE1،2.

## پاراگراف #738.3

English: Figure A5/1 Variation in the angle of rotation for a gear with inherent backlash at increasing and decreasing speeds with the point of inflexion in the resonance curve in the region of the flank

Persian: شکل A5/1 تنوع در زاویه چرخش برای یک دنده با واکنشهای ذاتی در افزایش و کاهش سرعت با نقطه انعطاف پذیری در منحنی رزونانس در منطقه پهلو

### جملات:

EN: Figure A5/1 Variation in the angle of rotation for a gear with inherent backlash at increasing and decreasing speeds with the point of inflexion in the resonance curve in the region of the flank

FA: شکل A5/1 تنوع در زاویه چرخش برای یک دنده با واکنشهای ذاتی در افزایش و کاهش سرعت با نقطه انعطاف پذیری در منحنی رزونانس در منطقه پهلو

## پاراگراف #763.3

English: In the current issue of the SKF roller bearing catalogue [6.6/11], a new method for calculating fric- tion torque is introduced. The following relationship applies: lsea drag rr slMM M M M=++ + (A14.2/2) Here the following apply: M Total friction torque Mrr Roll friction torque Msl Sliding friction torque Mseal Friction torque of contact seals Mdrag Friction torque caused by flow, splash or spray losses This method is intended for determining approximate values for the friction torque of individual bearings under the following operating conditions: • Grease lubrication or normal oil lubrication methods (oil bath, oil air lubrication or oil injection methods) • Loads equivalent to or larger than the minimum load • Loads unchanging in direction and size • Working backlash Determining the individual parts of the total friction torque is a relatively complex task and time consuming. That is why an appropriate calculation programme should be used, which is available in the “Interactive SKF Bearings Catalogue”. Refer to [6.6/11] for more details.

Persian: در شماره فعلی کاتالوگ بلبرینگ غلتکی SKF [6.6/11] ، یک روش جدید برای محاسبه گشتاور فرسوده معرفی شده است. رابطه زیر اعمال می شود: LSEA Drag Rr SLMM M M M = +++ (A14.2/2) در اینجا موارد زیر: M Total Friction Torque Friction Friction Roll Forcation MSL Friction Friction Ofrque Frick Of Of Lical LICTORE OF TORQUE TORQUE FRICE ACTRACE ONTRACE: THE STRAPION THE COMIRATION COMIRATIONS COMIRINES CONTRICETIONS CONTRICES CONTRICTIONS در نظر گرفته شده است. روش های روغن کاری روغن (حمام روغن ، روغن کاری روغن یا روش های تزریق روغن) • بارهای معادل یا بزرگتر از حداقل بار • بارهای تغییر در جهت و اندازه • تعیین واکنشهای خاص برای تعیین قسمتهای فردی گشتاور اصطکاک کل یک کار نسبتاً پیچیده و وقت گیر است. به همین دلیل باید از یک برنامه محاسبه مناسب استفاده شود که در "کاتالوگ یاتاقان های تعاملی SKF" موجود است. برای اطلاعات بیشتر به [6.6/11] مراجعه کنید.

### جملات:

EN: The following relationship applies: lsea drag rr slMM M M M=++ + (A14.2/2) Here the following apply: M Total friction torque Mrr Roll friction torque Msl Sliding friction torque Mseal Friction torque of contact seals Mdrag Friction torque caused by flow, splash or spray losses This method is intended for determining approximate values for the friction torque of individual bearings under the following operating conditions: • Grease lubrication or normal oil lubrication methods (oil bath, oil air lubrication or oil injection methods) • Loads equivalent to or larger than the minimum load • Loads unchanging in direction and size • Working backlash Determining the individual parts of the total friction torque is a relatively complex task and time consuming.

FA: رابطه زیر اعمال می شود: LSEA Drag Rr SLMM M M M = +++ (A14.2/2) در اینجا موارد زیر: M Total Friction Torque Friction Friction Roll Forcation MSL Friction Friction Ofrque Frick Of Of Lical LICTORE OF TORQUE TORQUE FRICE ACTRACE ONTRACE: THE STRAPION THE COMIRATION COMIRATIONS COMIRINES CONTRICETIONS CONTRICES CONTRICTIONS در نظر گرفته شده است. روش های روغن کاری روغن (حمام روغن ، روغن کاری روغن یا روش های تزریق روغن) • بارهای معادل یا بزرگتر از حداقل بار • بارهای تغییر در جهت و اندازه • تعیین واکنشهای خاص برای تعیین قسمتهای فردی گشتاور اصطکاک کل یک کار نسبتاً پیچیده و وقت گیر است.

## پاراگراف #790.2

English: Appendix 17.1 Gear Standards (Selection) ISO ISO 53 Cylindrical gears for general and heavy engineering - Standard basic rack tooth profile (DIN 867) ISO 54 Series of modules for cylindrical gears (DIN 780-1) ISO 1328 Cylindrical gears Part 1: ISO system of flank tolerance classification: Definitions and allowable values of deviations relevant to flanks of gear teeth Part 2: ISO system of accuracy: Definitions and allowable values of deviations relevant to radial composite deviations and runout information ISO 6336 Calculation of load capacity of spur and helical gears Part 1: Basic principles, introduction and general influence factors Part 2: Calculation of surface durability (pitting) Part 3: Calculation of tooth bending strength Part 5: Strength and quality of materials Part 6: Calculation of service life under variable load ISO 7902 Hydrodynamic plain journal bearings under steady-state conditions - Circular cylindrical bearings Part 1: Calculation procedure Part 2: Functions used in the calculation procedure Part 3: Permissible operational parameters ISO/ TR 10064 Cylindrical gears; code of inspection practice Part 1: Inspection of corresponding flanks of gear teeth Part 2: Inspection related to radial composite deviations, runout, tooth thickness and backlash Part 3: Recommendations relative to gear blanks, shaft centre distance and parallelism of axes ISO/TR 13989 Calculation of scuffing load capacity of cylindrical, bevel and hypoid gears Part 1: Flash temperature method Part 2: Integral temperature method ISO/TR 14179 Gears - Thermal capacity Part 1: Rating gear drives with thermal equilibrium at 95°C sump temperature Part 2: Thermal load-carrying capacity ISO/TR 15144 Calculation of micropitting load capacity of cylindrical spur and helical gears DIN EN ISO DIN EN ISO 128 Technical drawings - General principles of presentation Part 24: Lines on mechanical engineering drawings (ISO 128-24:1999) DIN EN ISO 1101 Geometrical product specifications (GPS) - Geometrical tolerancing - Tolerances of form, orientation, location and run-out (ISO 1101: 2012 + Cor. 1:2013) DIN EN ISO 1302 Geometrical product specifications (GPS) - Indication of surface texture in technical product documentation - Amendment 2: Indication of bearing ratio requirements (ISO 1302:2002/DAM 2:2010) DIN EN ISO 9717 Metallic and other inorganic coatings - Phosphate conversion coating of metals (ISO 9717:2010) DIN EN ISO 13691 Petroleum and natural gas industries - High-speed special-purpose gear units (ISO 13691:2001) DIN ISO / DIN EN DIN ISO 128 Part 24: Technical drawings - General principles of presentation - Part 24: Lines on mechanical engineering drawings (ISO 128-24:1999) DIN ISO 2768 Part 2: General tolerances; geometrical tolerances for features without individual tolerances indications; identical to ISO 2768-2:1989 DIN ISO 13715 Technical drawings - Edges of undefined shape - Vocabulary and indications on drawings (ISO 13715:2000)

Persian: ضمیمه 17.1 استاندارد دنده (انتخاب) ISO ISO 53 چرخ دنده های استوانه ای برای مهندسی عمومی و سنگین - مشخصات استاندارد دندان قفسه استاندارد (DIN 867) ISO 54 سری ماژول ها برای چرخ دنده های استوانه ای (DIN 780-1) ISO 1328 STELINDRALICAT سیستم دقت: تعاریف و مقادیر مجاز انحراف مربوط به انحرافات کامپوزیت شعاعی و اطلاعات رونق ISO 6336 محاسبه ظرفیت بار چرخ دنده های اسپور و مارپیچ قسمت 1: اصول اولیه ، مقدمه ، مقدمه ، مقدمه و تأثیر عمومی قسمت 2: محاسبه دوام سطحی (گودال) قسمت 3: محاسبه استحکام دندانه دار کردن دندان قسمت 5: قدرت و کیفیت خدمات بخش 6: یاتاقان های مجله در شرایط پایدار - یاتاقان های استوانه ای دایره ای قسمت 1: روش محاسبه قسمت 2: توابع مورد استفاده در روش محاسبه قسمت 3: پارامترهای عملیاتی مجاز ISO/ TR 10064 چرخ دنده های استوانه ای. کد تمرین بازرسی قسمت 1: بازرسی از پهلوهای مربوط به دنده های دنده قسمت 2: بازرسی مربوط به انحرافات کامپوزیت شعاعی ، رونق ، ضخامت دندان و عقب نشینی قسمت 3: توصیه های مربوط به خالی چرخ دنده ها ، فاصله مرکز شافت و موازی از محورهای ISO/TR 13989 محاسبه ظرفیت بارگذاری ظرفیت بار شستشو از روش دماء دما ، قسمت 1 قسمت 1 قسمت 1 قسمت: Gears - Thermal capacity Part 1: Rating gear drives with thermal equilibrium at 95°C sump temperature Part 2: Thermal load-carrying capacity ISO/TR 15144 Calculation of micropitting load capacity of cylindrical spur and helical gears DIN EN ISO DIN EN ISO 128 Technical drawings - General principles of presentation Part 24: Lines on mechanical engineering drawings (ISO 128-24:1999) DIN EN ISO 1101 مشخصات محصول هندسی (GPS) - تحمل هندسی - تحمل فرم ، جهت گیری ، مکان و فرار (ISO 1101: 2012 + Cor. 1: 2013) Din en ISO 1302 مشخصات محصول هندسی (GPS) - نشانگر بافت سطح در مستندات فنی - اصلاح 2: 2010) 2: ISO Ratio Ratio Bearing (ISO Ratio Bearing Ratio (ISO) روکش های فلزی و سایر معدنی - پوشش تبدیل فسفات فلزات (ISO 9717: 2010) صنایع Din en ISO 13691 Petroleum and Gas Natural - واحدهای دنده خاص با سرعت بالا (ISO 13691: 2001) Din ISO / DIN DIN ISO 128 قسمت 24: نقاشی های فنی - نقاشی های تکنیک - Searnical Drakings of Presentation - قسمت 24: قسمت 24: قسمت 24) DIN ISO 2768 قسمت 2: تحمل عمومی ؛ تحمل هندسی برای ویژگی های بدون نشان های تحمل فردی. یکسان با ISO 2768-2: 1989 DIN ISO 13715 نقشه های فنی - لبه های شکل نامشخص - واژگان و نشانه های مربوط به نقشه ها (ISO 13715: 2000)

### جملات:

EN: Appendix 17.1 Gear Standards (Selection) ISO ISO 53 Cylindrical gears for general and heavy engineering - Standard basic rack tooth profile (DIN 867) ISO 54 Series of modules for cylindrical gears (DIN 780-1) ISO 1328 Cylindrical gears Part 1: ISO system of flank tolerance classification: Definitions and allowable values of deviations relevant to flanks of gear teeth Part 2: ISO system of accuracy: Definitions and allowable values of deviations relevant to radial composite deviations and runout information ISO 6336 Calculation of load capacity of spur and helical gears Part 1: Basic principles, introduction and general influence factors Part 2: Calculation of surface durability (pitting) Part 3: Calculation of tooth bending strength Part 5: Strength and quality of materials Part 6: Calculation of service life under variable load ISO 7902 Hydrodynamic plain journal bearings under steady-state conditions - Circular cylindrical bearings Part 1: Calculation procedure Part 2: Functions used in the calculation procedure Part 3: Permissible operational parameters ISO/ TR 10064 Cylindrical gears; code of inspection practice Part 1: Inspection of corresponding flanks of gear teeth Part 2: Inspection related to radial composite deviations, runout, tooth thickness and backlash Part 3: Recommendations relative to gear blanks, shaft centre distance and parallelism of axes ISO/TR 13989 Calculation of scuffing load capacity of cylindrical, bevel and hypoid gears Part 1: Flash temperature method Part 2: Integral temperature method ISO/TR 14179 Gears - Thermal capacity Part 1: Rating gear drives with thermal equilibrium at 95°C sump temperature Part 2: Thermal load-carrying capacity ISO/TR 15144 Calculation of micropitting load capacity of cylindrical spur and helical gears DIN EN ISO DIN EN ISO 128 Technical drawings - General principles of presentation Part 24: Lines on mechanical engineering drawings (ISO 128-24:1999) DIN EN ISO 1101 Geometrical product specifications (GPS) - Geometrical tolerancing - Tolerances of form, orientation, location and run-out (ISO 1101: 2012 + Cor.

FA: ضمیمه 17.1 استاندارد دنده (انتخاب) ISO ISO 53 چرخ دنده های استوانه ای برای مهندسی عمومی و سنگین - مشخصات استاندارد دندان قفسه استاندارد (DIN 867) ISO 54 سری ماژول ها برای چرخ دنده های استوانه ای (DIN 780-1) ISO 1328 STELINDRALICAT سیستم دقت: تعاریف و مقادیر مجاز انحراف مربوط به انحرافات کامپوزیت شعاعی و اطلاعات رونق ISO 6336 محاسبه ظرفیت بار چرخ دنده های اسپور و مارپیچ قسمت 1: اصول اولیه ، مقدمه ، مقدمه ، مقدمه و تأثیر عمومی قسمت 2: محاسبه دوام سطحی (گودال) قسمت 3: محاسبه استحکام دندانه دار کردن دندان قسمت 5: قدرت و کیفیت خدمات بخش 6: یاتاقان های مجله در شرایط پایدار - یاتاقان های استوانه ای دایره ای قسمت 1: روش محاسبه قسمت 2: توابع مورد استفاده در روش محاسبه قسمت 3: پارامترهای عملیاتی مجاز ISO/ TR 10064 چرخ دنده های استوانه ای. کد تمرین بازرسی قسمت 1: بازرسی از پهلوهای مربوط به دنده های دنده قسمت 2: بازرسی مربوط به انحرافات کامپوزیت شعاعی ، رونق ، ضخامت دندان و عقب نشینی قسمت 3: توصیه های مربوط به خالی چرخ دنده ها ، فاصله مرکز شافت و موازی از محورهای ISO/TR 13989 محاسبه ظرفیت بارگذاری ظرفیت بار شستشو از روش دماء دما ، قسمت 1 قسمت 1 قسمت 1 قسمت: Gears - Thermal capacity Part 1: Rating gear drives with thermal equilibrium at 95°C sump temperature Part 2: Thermal load-carrying capacity ISO/TR 15144 Calculation of micropitting load capacity of cylindrical spur and helical gears DIN EN ISO DIN EN ISO 128 Technical drawings - General principles of presentation Part 24: Lines on mechanical engineering drawings (ISO 128-24:1999) DIN EN ISO 1101 مشخصات محصول هندسی (GPS) - تحمل هندسی - تحمل فرم ، جهت گیری ، مکان و فرار (ISO 1101: 2012 + Cor.

## پاراگراف #791.2

English: Appendix 17.1 Gear Standards (Selection), continued DIN ISO / DIN EN DIN ISO 14635 Gears - FZG test procedures Part 1: FZG test method A/8.3/90 for relative scuffing load-carrying capacity of oils (ISO 14635- 1:2000) Part 2: FZG step load test A10/16.6R/120 for relative scuffing load-carrying capacity of high EP oils (ISO 14635-2:2004) Part 3: FZG test method A/2.8/50 for relative scuffing load-carrying capacity and wear characteristics of semifluid gear greases (ISO 14635-3:2005) DIN ISO 18653 Gears - Evaluation of instruments for the measurement of individual gears (ISO 18653:2003) DIN ISO 21771 Gears - Cylindrical involute gears and gear pairs - Concepts and geometry (ISO 21771:2007) DIN ISO 21772 Gears - Cylindrical involute gears and gear pairs - Definition of deviations DIN ISO 21773 Gears - Cylindrical involute gears and gear pairs - Inspection dimensions of tooth thickness DIN EN 10025 Hot-rolled products of structural steels - Conditions; German version EN 10025-1:2004 DIN EN 10083 Hot rolled products of structural steels - EN 10025-1:2004 DIN EN 23741 Acoustics; determination of sound power levels of noise sources; precision methods for broad-band sources in reverberation rooms (ISO 3741:1988); replaced by: DIN EN ISO 3741: 2001-01, DIN EN ISO 3741:2009-11, DIN EN ISO 3741:2011-01 DIN DIN 189 Driving elements; Sole plates; Main dimensions DIN 780 Part 1: Series of modules for gears; modules for spur gears DIN 867 Basic rack tooth profiles for involute teeth of cylindrical gears for general engineering and heavy engineering DIN 868 General definitions and specification factors for gears, gear pairs and gear trains DIN 1825 (Shaper cutter) Pinion-type cutters for cylindrical gears; disc-gear cutters for spur gears DIN 1825 DIN 1826 DIN 1828 (Shaper cutter) Pinion-type cutters for cylindrical gears; disc-gear cutters for spur gears (Shaper cutter) Pinion-type cutters for cylindrical gears; extended hub gear cutters for spur gears (Shaper cutter) Pinion-type cutters for cylindrical gears; shank-gear cutters for spur gears DIN 3960 Definitions, parameters and equations for involute cylindrical gears and gear pairs, withdrawn; replaced by: DIN 21773:2014-08, DIN 21773:2014-08, DIN ISO 21771:2014-08, DIN 21772:2012-07 DIN 3960 Supplement 1: Definitions on involute cylindrical gears and gear pairs; classification of the equations DIN 3961 Tolerances for cylindrical gear teeth; bases DIN 3962 Tolerances for deviations of individual parameters Part 1: Tolerances for cylindrical gear teeth Part 2: Tolerances for cylindrical gear teeth; tolerances for tooth trace deviations Part 3: Tolerances for dylindrical gear teeth; tolerances for pitch-span deviations DIN 3962 Part 1: Tolerances for cylindrical gear teeth; tolerances for deviations of individual parameters DIN 3963 Tolerances for cylindrical gear teeth; tolerances for working deviations DIN 3964 Deviations of shaft centre distances and shaft position tolerances of casings for cylindrical gears; withdrawn DIN 3966 Part 1: Information on gear teeth in drawings; information on involute teeth for cylindrical gears DIN 3967 System of gear fits; backlash, deviation and tolerances of teeth thickness, general bases DIN 3969 Part 1: Surface roughness of tooth flanks; roughness parameters, surface grades DIN 3970 Master gears for checking cylindrical gears - Gear blanks and gearing, 2010-04 (replacement for DIN 3970-1, DIN 3970-2)

Persian: Appendix 17.1 Gear Standards (Selection), continued DIN ISO / DIN EN DIN ISO 14635 Gears - FZG test procedures Part 1: FZG test method A/8.3/90 for relative scuffing load-carrying capacity of oils (ISO 14635- 1:2000) Part 2: FZG step load test A10/16.6R/120 for relative scuffing load-carrying capacity of high EP oils (ISO 14635-2: 2004) قسمت 3: روش تست FZG A/2.8/50 برای ظرفیت حمل بار نسبی ظرفیت حمل بار و خصوصیات سایش گریس های دنده نیمه جانبی (ISO 14635-3: 2005) DIN ISO 18653 Gears-ارزیابی ابزار برای اندازه گیری دنده های جداگانه (ISO 18653: 2003) 2003) Din Din - مفاهیم و هندسه (ISO 21771: 2007) DIN ISO 21772 چرخ دنده ها - دنده های استوانه ای و جفت دنده ها - تعریف انحراف DIN ISO 21773 چرخ دنده ها - چرخ دنده های استوانه ای و جفت دنده ها - ابعاد بازرسی ضخامت DIN EN 10025 محصولات گرم و گرم از محصولات با روکش گرم از نمایشگاه های ساختاری - شرایط. نسخه آلمانی EN 10025-1: 2004 DIN EN 10083 محصولات نورد داغ از فولادهای ساختاری-EN 10025-1: 2004 DIN EN 23741 Acoustics ؛ تعیین سطح قدرت صدا منابع سر و صدا ؛ روشهای دقیق برای منابع باند پهن در اتاقهای Reverberation (ISO 3741: 1988) ؛ جایگزین شده توسط: din en iso 3741: 2001-01 ، din en iso 3741: 2009-11 ، din en iso 3741: 2011-01 din 189 عناصر رانندگی ؛ صفحات تنها ؛ ابعاد اصلی DIN 780 قسمت 1: سری ماژول ها برای چرخ دنده ها ؛ ماژول های SPUR GEARS DIN 867 پروفایل دندان اصلی قفسه برای دندان های درگیر چرخ دنده های استوانه ای برای مهندسی عمومی و مهندسی سنگین DIN 868 تعاریف عمومی و فاکتورهای مشخصات چرخ دنده ها ، جفت دنده ها و قطارهای چرخ دنده DIN 1825 (برش کفش) برش های نوع Pinion برای چرخ دنده های استوانه ای. برش های چرخ دستی برای چرخ دنده های Spur DIN 1825 DIN 1826 DIN 1828 (برش Shaper) برش های نوع Pinion برای چرخ دنده های استوانه ای. برش های چرخ دنده دیسک برای چرخ دنده های Spur (برش شیار) برش های نوع پین برای چرخ دنده های استوانه ای. برش های دنده توپی طولانی برای چرخ دنده های Spur (برش شیار) برش های نوع پین برای چرخ دنده های استوانه ای. برش های چرخ دستی برای چرخ دنده های Spur DIN 3960 تعاریف ، پارامترها و معادلات مربوط به چرخ دنده های استوانه ای و جفت دنده های درگیر ، برداشت شده ؛ جایگزین شده توسط: DIN 21773: 2014-08 ، DIN 21773: 2014-08 ، DIN ISO 21771: 2014-08 ، DIN 21772: 2012-07 DIN 3960 مکمل 1: تعاریف مربوط به چرخ دنده های استوانه ای درگیر و جفت دنده ؛ طبقه بندی معادلات DIN 3961 تحمل برای دندانهای دنده استوانه ای. پایه DIN 3962 تحمل برای انحراف پارامترهای جداگانه قسمت 1: تحمل برای دندانهای دنده استوانه ای قسمت 2: تحمل برای دندانهای دنده استوانه ای. تحمل برای انحراف کمیاب دندان قسمت 3: تحمل برای دندانهای دنده دیلندری. تحمل برای انحرافات طول زمین DIN 3962 قسمت 1: تحمل برای دندانهای دنده استوانه ای. تحمل برای انحراف پارامترهای فردی DIN 3963 تحمل برای دندانهای دنده استوانه ای. تحمل برای انحرافات کار DIN 3964 انحراف از مسافت مرکز شافت و تحمل موقعیت شفت از بسته های چرخ دنده های استوانه ای. برداشت DIN 3966 قسمت 1: اطلاعات مربوط به دندانهای دنده در نقشه ها ؛ اطلاعات مربوط به دندان های درگیر برای چرخ دنده های استوانه ای DIN 3967 سیستم تجهیزات دنده ؛ واکنش شدید ، انحراف و تحمل ضخامت دندان ، پایه های عمومی DIN 3969 قسمت 1: زبری سطح پهلوهای دندان. پارامترهای ناهمواری ، نمرات سطح DIN 3970 چرخ دنده های اصلی برای بررسی چرخ دنده های استوانه ای-بسته های دنده و دنده ، 2010-04 (جایگزینی برای DIN 3970-1 ، DIN 3970-2)

### جملات:

EN: Appendix 17.1 Gear Standards (Selection), continued DIN ISO / DIN EN DIN ISO 14635 Gears - FZG test procedures Part 1: FZG test method A/8.3/90 for relative scuffing load-carrying capacity of oils (ISO 14635- 1:2000) Part 2: FZG step load test A10/16.6R/120 for relative scuffing load-carrying capacity of high EP oils (ISO 14635-2:2004) Part 3: FZG test method A/2.8/50 for relative scuffing load-carrying capacity and wear characteristics of semifluid gear greases (ISO 14635-3:2005) DIN ISO 18653 Gears - Evaluation of instruments for the measurement of individual gears (ISO 18653:2003) DIN ISO 21771 Gears - Cylindrical involute gears and gear pairs - Concepts and geometry (ISO 21771:2007) DIN ISO 21772 Gears - Cylindrical involute gears and gear pairs - Definition of deviations DIN ISO 21773 Gears - Cylindrical involute gears and gear pairs - Inspection dimensions of tooth thickness DIN EN 10025 Hot-rolled products of structural steels - Conditions; German version EN 10025-1:2004 DIN EN 10083 Hot rolled products of structural steels - EN 10025-1:2004 DIN EN 23741 Acoustics; determination of sound power levels of noise sources; precision methods for broad-band sources in reverberation rooms (ISO 3741:1988); replaced by: DIN EN ISO 3741: 2001-01, DIN EN ISO 3741:2009-11, DIN EN ISO 3741:2011-01 DIN DIN 189 Driving elements; Sole plates; Main dimensions DIN 780 Part 1: Series of modules for gears; modules for spur gears DIN 867 Basic rack tooth profiles for involute teeth of cylindrical gears for general engineering and heavy engineering DIN 868 General definitions and specification factors for gears, gear pairs and gear trains DIN 1825 (Shaper cutter) Pinion-type cutters for cylindrical gears; disc-gear cutters for spur gears DIN 1825 DIN 1826 DIN 1828 (Shaper cutter) Pinion-type cutters for cylindrical gears; disc-gear cutters for spur gears (Shaper cutter) Pinion-type cutters for cylindrical gears; extended hub gear cutters for spur gears (Shaper cutter) Pinion-type cutters for cylindrical gears; shank-gear cutters for spur gears DIN 3960 Definitions, parameters and equations for involute cylindrical gears and gear pairs, withdrawn; replaced by: DIN 21773:2014-08, DIN 21773:2014-08, DIN ISO 21771:2014-08, DIN 21772:2012-07 DIN 3960 Supplement 1: Definitions on involute cylindrical gears and gear pairs; classification of the equations DIN 3961 Tolerances for cylindrical gear teeth; bases DIN 3962 Tolerances for deviations of individual parameters Part 1: Tolerances for cylindrical gear teeth Part 2: Tolerances for cylindrical gear teeth; tolerances for tooth trace deviations Part 3: Tolerances for dylindrical gear teeth; tolerances for pitch-span deviations DIN 3962 Part 1: Tolerances for cylindrical gear teeth; tolerances for deviations of individual parameters DIN 3963 Tolerances for cylindrical gear teeth; tolerances for working deviations DIN 3964 Deviations of shaft centre distances and shaft position tolerances of casings for cylindrical gears; withdrawn DIN 3966 Part 1: Information on gear teeth in drawings; information on involute teeth for cylindrical gears DIN 3967 System of gear fits; backlash, deviation and tolerances of teeth thickness, general bases DIN 3969 Part 1: Surface roughness of tooth flanks; roughness parameters, surface grades DIN 3970 Master gears for checking cylindrical gears - Gear blanks and gearing, 2010-04 (replacement for DIN 3970-1, DIN 3970-2)

FA: Appendix 17.1 Gear Standards (Selection), continued DIN ISO / DIN EN DIN ISO 14635 Gears - FZG test procedures Part 1: FZG test method A/8.3/90 for relative scuffing load-carrying capacity of oils (ISO 14635- 1:2000) Part 2: FZG step load test A10/16.6R/120 for relative scuffing load-carrying capacity of high EP oils (ISO 14635-2: 2004) قسمت 3: روش تست FZG A/2.8/50 برای ظرفیت حمل بار نسبی ظرفیت حمل بار و خصوصیات سایش گریس های دنده نیمه جانبی (ISO 14635-3: 2005) DIN ISO 18653 Gears-ارزیابی ابزار برای اندازه گیری دنده های جداگانه (ISO 18653: 2003) 2003) Din Din - مفاهیم و هندسه (ISO 21771: 2007) DIN ISO 21772 چرخ دنده ها - دنده های استوانه ای و جفت دنده ها - تعریف انحراف DIN ISO 21773 چرخ دنده ها - چرخ دنده های استوانه ای و جفت دنده ها - ابعاد بازرسی ضخامت DIN EN 10025 محصولات گرم و گرم از محصولات با روکش گرم از نمایشگاه های ساختاری - شرایط. نسخه آلمانی EN 10025-1: 2004 DIN EN 10083 محصولات نورد داغ از فولادهای ساختاری-EN 10025-1: 2004 DIN EN 23741 Acoustics ؛ تعیین سطح قدرت صدا منابع سر و صدا ؛ روشهای دقیق برای منابع باند پهن در اتاقهای Reverberation (ISO 3741: 1988) ؛ جایگزین شده توسط: din en iso 3741: 2001-01 ، din en iso 3741: 2009-11 ، din en iso 3741: 2011-01 din 189 عناصر رانندگی ؛ صفحات تنها ؛ ابعاد اصلی DIN 780 قسمت 1: سری ماژول ها برای چرخ دنده ها ؛ ماژول های SPUR GEARS DIN 867 پروفایل دندان اصلی قفسه برای دندان های درگیر چرخ دنده های استوانه ای برای مهندسی عمومی و مهندسی سنگین DIN 868 تعاریف عمومی و فاکتورهای مشخصات چرخ دنده ها ، جفت دنده ها و قطارهای چرخ دنده DIN 1825 (برش کفش) برش های نوع Pinion برای چرخ دنده های استوانه ای. برش های چرخ دستی برای چرخ دنده های Spur DIN 1825 DIN 1826 DIN 1828 (برش Shaper) برش های نوع Pinion برای چرخ دنده های استوانه ای. برش های چرخ دنده دیسک برای چرخ دنده های Spur (برش شیار) برش های نوع پین برای چرخ دنده های استوانه ای. برش های دنده توپی طولانی برای چرخ دنده های Spur (برش شیار) برش های نوع پین برای چرخ دنده های استوانه ای. برش های چرخ دستی برای چرخ دنده های Spur DIN 3960 تعاریف ، پارامترها و معادلات مربوط به چرخ دنده های استوانه ای و جفت دنده های درگیر ، برداشت شده ؛ جایگزین شده توسط: DIN 21773: 2014-08 ، DIN 21773: 2014-08 ، DIN ISO 21771: 2014-08 ، DIN 21772: 2012-07 DIN 3960 مکمل 1: تعاریف مربوط به چرخ دنده های استوانه ای درگیر و جفت دنده ؛ طبقه بندی معادلات DIN 3961 تحمل برای دندانهای دنده استوانه ای. پایه DIN 3962 تحمل برای انحراف پارامترهای جداگانه قسمت 1: تحمل برای دندانهای دنده استوانه ای قسمت 2: تحمل برای دندانهای دنده استوانه ای. تحمل برای انحراف کمیاب دندان قسمت 3: تحمل برای دندانهای دنده دیلندری. تحمل برای انحرافات طول زمین DIN 3962 قسمت 1: تحمل برای دندانهای دنده استوانه ای. تحمل برای انحراف پارامترهای فردی DIN 3963 تحمل برای دندانهای دنده استوانه ای. تحمل برای انحرافات کار DIN 3964 انحراف از مسافت مرکز شافت و تحمل موقعیت شفت از بسته های چرخ دنده های استوانه ای. برداشت DIN 3966 قسمت 1: اطلاعات مربوط به دندانهای دنده در نقشه ها ؛ اطلاعات مربوط به دندان های درگیر برای چرخ دنده های استوانه ای DIN 3967 سیستم تجهیزات دنده ؛ واکنش شدید ، انحراف و تحمل ضخامت دندان ، پایه های عمومی DIN 3969 قسمت 1: زبری سطح پهلوهای دندان. پارامترهای ناهمواری ، نمرات سطح DIN 3970 چرخ دنده های اصلی برای بررسی چرخ دنده های استوانه ای-بسته های دنده و دنده ، 2010-04 (جایگزینی برای DIN 3970-1 ، DIN 3970-2)

## پاراگراف #829.3

English: Literature on Section 8 (Quality Assurance) [8/1] DIN 3960:1987-03 Begriffe und Bestimmungsgrößen für Stirnräder (Zylinderräder) und Stirnradpaare (Zylinderradpaare) mit Evolventenverzahnung [ DIN 3960:1987-03 Definitions, Parameters and Equations for Involute Cylindrical Gears and Gear Pairs ] [8/2] DIN 3961:1978-08 Toleranzen für Stirnradverzahnungen; Grundlagen [ DIN 3961:1978-08 Tolerances for Cylindrical Gear Teeth: Fundamentals ] [8/3] DIN 3962-1:1978-08 Toleranzen für Stirnradverzahnungen; Toleranzen für Abweichungen einzelner Bestimmungsgrößen [ DIN 3962-1:1978-08 Tolerances for Cylindrical Gear Teeth; Tolerances for Deviations of Individual Parameters ] [8/4] DIN 3962-2:1978-08 Toleranzen für Stirnradv erzahnungen; Toleranzen für Flankenlinienabweichun- gen [ DIN 3962-2:1978-08 Tolerances for Cylindrical Gear Teeth; Tolerances for Tooth Trace Deviations ] [8/5] DIN 3962-3:1978-08 Toleranzen für Stirnradverzahnungen; Toleranzen für Teilungs-Spannen-abweichungen [ DIN 3962-3:1978-08 Tolerances for Cylindrical Gear Teeth; Tolerances for Sector Pitch Deviations ] [8/6] DIN 3963:1978-08 Toleranzen für Stirnradverzahnungen; Toleranzen für Wälzabweichungen [DIN 3963:1978-08 Tolerances for Cylindrical Gear Teeth; Tolerances for Composite Deviations ] [8/7] DIN 3964:1980-11 Achsabstandsabmaße und Achslagetoleranzen von Gehäusen für Stirnradgetriebe [DIN 3964:1980-11 Deviations of Shaft Centre Distances and Shaft Position Tolerances of Casings for Cylindrical Gears ] [8/8] DIN 3967:1978-08 Getriebe-Passsystem; Flankenspiel, Zahndickenabmaße, Zahndickentoleranzen, Grundlagen [ DIN 3967:1978-08 System of Gear Fits; Backlash, Tooth Thickness Allowances, Tooth Thickness Tolerances; Principles ] [8/9] DIN 3970:2010-04 Lehrzahnräder zum Prüfen von Zylinderrädern – Radkörper und Verzahnung [DIN 3970:2010-04 Master Gears for Checking Cylindrical Gears – Gear Blanks and Gearing ] [8/10] ISO 21771:2007-09 Gears – Cylindrical Involute Gears and Gear Pairs – Concepts and Geometry [8/11] DIN ISO 21771:2014-08 Zahnräder – Zylinderräder und Zylinderradpaare mit Evolventenverzahnung – Bestimmungsgrößen und Geometrie [ DIN ISO 21771:2014-08 Gears – Cylindrical Involute Gears and Gear Pairs - Concepts and Geometry ] [8/12] DIN 21772:2012-07 Zahnräder – Zylinderräder und Zylinderradpaare mit Evolventenverzahnung – Definition der Abweichungen [ DIN 21772:2012-07 Gears – Cylindrical Involute Gears and Gear Pairs - Definition of Deviations] [8/13] DIN EN ISO 286-1:2010-11 Geometrische Produktspezifikation (GPS) – ISO-Toleranzsystem für Längenmaße – Teil 1: Grundlagen für Toleranzen, Abmaße und Passungen [ DIN EN ISO 286- 1:2010-11 Geometrical Product Specification (GPS) – ISO Code System for Tolerances on Linear Sizes – Part 1: Basis of Tolerances, Deviations and Fits ] [8/14] DIN EN ISO 286-2:2010-11 Geometrische Produktspezifikation (GPS) – ISO-Toleranzsystem für Längenmaße – Teil 2: Tabellen der Grundtoleranzgrade und Grenzabmaße für Bohrungen und Wellen [ DIN EN ISO 286-2:2010-11 Geometrical Product Specifications (GPS) – ISO Code System for Tolerances on Linear Sizes – Part 2: Tables of Standard Tolerance Classes and Limit Deviations for Holes and Shafts ] [8/15] DIN EN ISO 3274:1998-04 Geometrische Produktspezifikationen (GPS) – Oberflächenbeschaffenheit: Tastschnittverfahren – Nenneigenschaften von Tastschnittgeräten [ DIN EN ISO 3274:1998-04 Geometrical Product Specifications (GPS) – Surface Texture: Stylus Method – Nominal Characteristics of Contact (Stylus) Instruments ] [8/16] DIN 3966-1:1978-08 Angaben für Verzahnungen in Zeichnungen; Angaben für Stirnrad- (Zylinderrad) Evolventenverzahnungen [ DIN 3966-1:1978-08 Informa tion on Gear Teeth in Drawings; Information on Involute Teeth for Cylindrical Gears ]

Persian: ادبیات در مورد بخش 8 (تضمین کیفیت) [8/1] DIN 3960: 1987-03 اصطلاحات و اندازه های تعیین کننده چرخ های جلو (چرخ های سیلندر) و جفت چرخ های چرخ (جفت چرخ های سیلندر) با چرخ دنده تکنولوژ [DIN 3960: 1987-03 تعاریف ، پارامترها و معادلات و معادله ها. آرامش مبانی [DIN 3961: 1978-08 تحمل برای دندانهای تجهیزات استوانه ای: اصول] [8/3] DIN 3962-1: 1978-08 تحمل برای دندانپزشکی دوچرخه. تحمل برای انحراف از تعیین های فردی [DIN 3962-1: 1978-08 تحمل برای دندانهای دنده استوانه ای. تحمل برای انحراف پارامترهای فردی] [8/4] DIN 3962-2: تحمل تحمل بعد از ظهر Stirradv ؛ تحمل برای انحراف خط پهلو [DIN 3962-2: 1978-08 تحمل برای دندانهای دنده استوانه ای. تحمل برای انحراف کمیاب دندان] [8/5] DIN 3962-3: 1978-08 تحمل برای دندانپزشکی دوچرخه. تحمل برای انحرافات تقسیم بندی [DIN 3962-3: 1978-08 تحمل برای دندانهای دنده استوانه ای. تحمل برای انحراف زمین بخش] [8/6] DIN 3963: 1978-08 تحمل برای دندانپزشکی دوچرخه. تحمل برای انحراف نورد [DIN 3963: 1978-08 تحمل برای دندانهای دنده استوانه ای. تحمل برای انحراف کامپوزیت] [8/7] DIN 3964: 1980-11 فاصله فاصله محور ابعاد و تحمل محور محفظه برای چرخ دنده های دوچرخه فرونتال [DIN 3964: انحرافات 1980-11 از مسافت های مرکز شافت و تحمل موقعیت شفت برای چرخ دنده ها]] بازی پهلو ، ابعاد ضخامت دندان ، تحمل ضخیم دندان ، اصول اولیه [DIN 3967: 1978-08 سیستم دنده تناسب. واکنش های عقب ، ضخامت دندان ، تحمل ضخامت دندان ؛ Principles] [8/9] DIN 3970: 2010-04 Apprenticeship wheels for checking cylinder wheels-cycling bodies and interlocking [DIN 3970: 2010-04 Master Gears for Checking Cylindrical Gears-Gear Blanks and Gearing] [8/10] ISO 21771: 2007-09 Gears-CylindriCal Involute Gears and Gear Pairs-Concepts and Geometry [8/11] DIN ISO 21771: 2014-08 چرخ دنده های سیلندر و جفت دوچرخه سیلندر با متغیرها و هندسه تنظیم دنده تکمیلی [DIN ISO 21771: 2014 چرخ دنده ها و جفت های دنده ای-مفاهیم و هندسه] [8/12-07-772] 2012 -12] 2012-07 با تعریف دنده تکنولوژیک انحرافات [DIN 21772: 2012-07 Gears-sylindrical Inclute and Gear Pairs-Definition Deviations] [8/13] DIN en ISO 286-1: 2010-11 مشخصات محصول هندسی (GPS) -ISO سیستم تحمل 28 برای ابعاد طول 28: DITS- DITSIONS [DINICIS TEARMENSIONS FORANSIONS FOR TEARENSIONS FOR TEARENSIONS FOR TEARENSIONS FOR TEARENSIONS FOR TEARENSIONS FOR TEARENSIONS FORANSIONS FORANSIONS FOR TEARANSIONS FOR TEARANSION ها مشخصات (GPS)-سیستم کد کد برای تحمل در اندازه های خطی-قسمت 1: اساس تحمل ، انحراف و متناسب] [8/14] Din en iso 286-2: 2010-11 مشخصات محصول هندسی (GPS)-ISO سیستم تحمل برای ابعاد طول 2: جداول سطح تحمل اساسی و ابعاد 220: 286 (GPS) -ISO سیستم برای تحمل در اندازه های خطی-قسمت 2: جداول کلاسهای تحمل استاندارد و انحراف محدود برای سوراخ ها و شفت ها] [8/15] Din en ISO 3274: مشخصات محصول هندسی 1998-04 (GPS) کیفیت سطح: TAST CUTTING PROCESSESES NYOMINAL NOMINAL: IS ORASICAL ISO DINES DINES DINES DINES DINICES DINICES DINICES DINICES DINICES DINICES DINICES DINICES DINES ON DINICES DINES ISO DINES DINICES ISO DINES ISO DINICES ISO DINES IS . اطلاعات مربوط به چرخ سر (چرخ سیلندر) تکنولوژر تکنت [DIN 3966-1: 1978-08 آن را روی دندانهای دنده در نقاشی ها. اطلاعات مربوط به دندانهای درگیر برای چرخ دنده های استوانه ای]

### جملات:

EN: Literature on Section 8 (Quality Assurance) [8/1] DIN 3960:1987-03 Begriffe und Bestimmungsgrößen für Stirnräder (Zylinderräder) und Stirnradpaare (Zylinderradpaare) mit Evolventenverzahnung [ DIN 3960:1987-03 Definitions, Parameters and Equations for Involute Cylindrical Gears and Gear Pairs ] [8/2] DIN 3961:1978-08 Toleranzen für Stirnradverzahnungen; Grundlagen [ DIN 3961:1978-08 Tolerances for Cylindrical Gear Teeth: Fundamentals ] [8/3] DIN 3962-1:1978-08 Toleranzen für Stirnradverzahnungen; Toleranzen für Abweichungen einzelner Bestimmungsgrößen [ DIN 3962-1:1978-08 Tolerances for Cylindrical Gear Teeth; Tolerances for Deviations of Individual Parameters ] [8/4] DIN 3962-2:1978-08 Toleranzen für Stirnradv erzahnungen; Toleranzen für Flankenlinienabweichun- gen [ DIN 3962-2:1978-08 Tolerances for Cylindrical Gear Teeth; Tolerances for Tooth Trace Deviations ] [8/5] DIN 3962-3:1978-08 Toleranzen für Stirnradverzahnungen; Toleranzen für Teilungs-Spannen-abweichungen [ DIN 3962-3:1978-08 Tolerances for Cylindrical Gear Teeth; Tolerances for Sector Pitch Deviations ] [8/6] DIN 3963:1978-08 Toleranzen für Stirnradverzahnungen; Toleranzen für Wälzabweichungen [DIN 3963:1978-08 Tolerances for Cylindrical Gear Teeth; Tolerances for Composite Deviations ] [8/7] DIN 3964:1980-11 Achsabstandsabmaße und Achslagetoleranzen von Gehäusen für Stirnradgetriebe [DIN 3964:1980-11 Deviations of Shaft Centre Distances and Shaft Position Tolerances of Casings for Cylindrical Gears ] [8/8] DIN 3967:1978-08 Getriebe-Passsystem; Flankenspiel, Zahndickenabmaße, Zahndickentoleranzen, Grundlagen [ DIN 3967:1978-08 System of Gear Fits; Backlash, Tooth Thickness Allowances, Tooth Thickness Tolerances; Principles ] [8/9] DIN 3970:2010-04 Lehrzahnräder zum Prüfen von Zylinderrädern – Radkörper und Verzahnung [DIN 3970:2010-04 Master Gears for Checking Cylindrical Gears – Gear Blanks and Gearing ] [8/10] ISO 21771:2007-09 Gears – Cylindrical Involute Gears and Gear Pairs – Concepts and Geometry [8/11] DIN ISO 21771:2014-08 Zahnräder – Zylinderräder und Zylinderradpaare mit Evolventenverzahnung – Bestimmungsgrößen und Geometrie [ DIN ISO 21771:2014-08 Gears – Cylindrical Involute Gears and Gear Pairs - Concepts and Geometry ] [8/12] DIN 21772:2012-07 Zahnräder – Zylinderräder und Zylinderradpaare mit Evolventenverzahnung – Definition der Abweichungen [ DIN 21772:2012-07 Gears – Cylindrical Involute Gears and Gear Pairs - Definition of Deviations] [8/13] DIN EN ISO 286-1:2010-11 Geometrische Produktspezifikation (GPS) – ISO-Toleranzsystem für Längenmaße – Teil 1: Grundlagen für Toleranzen, Abmaße und Passungen [ DIN EN ISO 286- 1:2010-11 Geometrical Product Specification (GPS) – ISO Code System for Tolerances on Linear Sizes – Part 1: Basis of Tolerances, Deviations and Fits ] [8/14] DIN EN ISO 286-2:2010-11 Geometrische Produktspezifikation (GPS) – ISO-Toleranzsystem für Längenmaße – Teil 2: Tabellen der Grundtoleranzgrade und Grenzabmaße für Bohrungen und Wellen [ DIN EN ISO 286-2:2010-11 Geometrical Product Specifications (GPS) – ISO Code System for Tolerances on Linear Sizes – Part 2: Tables of Standard Tolerance Classes and Limit Deviations for Holes and Shafts ] [8/15] DIN EN ISO 3274:1998-04 Geometrische Produktspezifikationen (GPS) – Oberflächenbeschaffenheit: Tastschnittverfahren – Nenneigenschaften von Tastschnittgeräten [ DIN EN ISO 3274:1998-04 Geometrical Product Specifications (GPS) – Surface Texture: Stylus Method – Nominal Characteristics of Contact (Stylus) Instruments ] [8/16] DIN 3966-1:1978-08 Angaben für Verzahnungen in Zeichnungen; Angaben für Stirnrad- (Zylinderrad) Evolventenverzahnungen [ DIN 3966-1:1978-08 Informa tion on Gear Teeth in Drawings; Information on Involute Teeth for Cylindrical Gears ]

FA: ادبیات در مورد بخش 8 (تضمین کیفیت) [8/1] DIN 3960: 1987-03 اصطلاحات و اندازه های تعیین کننده چرخ های جلو (چرخ های سیلندر) و جفت چرخ های چرخ (جفت چرخ های سیلندر) با چرخ دنده تکنولوژ [DIN 3960: 1987-03 تعاریف ، پارامترها و معادلات و معادله ها. آرامش مبانی [DIN 3961: 1978-08 تحمل برای دندانهای تجهیزات استوانه ای: اصول] [8/3] DIN 3962-1: 1978-08 تحمل برای دندانپزشکی دوچرخه. تحمل برای انحراف از تعیین های فردی [DIN 3962-1: 1978-08 تحمل برای دندانهای دنده استوانه ای. تحمل برای انحراف پارامترهای فردی] [8/4] DIN 3962-2: تحمل تحمل بعد از ظهر Stirradv ؛ تحمل برای انحراف خط پهلو [DIN 3962-2: 1978-08 تحمل برای دندانهای دنده استوانه ای. تحمل برای انحراف کمیاب دندان] [8/5] DIN 3962-3: 1978-08 تحمل برای دندانپزشکی دوچرخه. تحمل برای انحرافات تقسیم بندی [DIN 3962-3: 1978-08 تحمل برای دندانهای دنده استوانه ای. تحمل برای انحراف زمین بخش] [8/6] DIN 3963: 1978-08 تحمل برای دندانپزشکی دوچرخه. تحمل برای انحراف نورد [DIN 3963: 1978-08 تحمل برای دندانهای دنده استوانه ای. تحمل برای انحراف کامپوزیت] [8/7] DIN 3964: 1980-11 فاصله فاصله محور ابعاد و تحمل محور محفظه برای چرخ دنده های دوچرخه فرونتال [DIN 3964: انحرافات 1980-11 از مسافت های مرکز شافت و تحمل موقعیت شفت برای چرخ دنده ها]] بازی پهلو ، ابعاد ضخامت دندان ، تحمل ضخیم دندان ، اصول اولیه [DIN 3967: 1978-08 سیستم دنده تناسب. واکنش های عقب ، ضخامت دندان ، تحمل ضخامت دندان ؛ Principles] [8/9] DIN 3970: 2010-04 Apprenticeship wheels for checking cylinder wheels-cycling bodies and interlocking [DIN 3970: 2010-04 Master Gears for Checking Cylindrical Gears-Gear Blanks and Gearing] [8/10] ISO 21771: 2007-09 Gears-CylindriCal Involute Gears and Gear Pairs-Concepts and Geometry [8/11] DIN ISO 21771: 2014-08 چرخ دنده های سیلندر و جفت دوچرخه سیلندر با متغیرها و هندسه تنظیم دنده تکمیلی [DIN ISO 21771: 2014 چرخ دنده ها و جفت های دنده ای-مفاهیم و هندسه] [8/12-07-772] 2012 -12] 2012-07 با تعریف دنده تکنولوژیک انحرافات [DIN 21772: 2012-07 Gears-sylindrical Inclute and Gear Pairs-Definition Deviations] [8/13] DIN en ISO 286-1: 2010-11 مشخصات محصول هندسی (GPS) -ISO سیستم تحمل 28 برای ابعاد طول 28: DITS- DITSIONS [DINICIS TEARMENSIONS FORANSIONS FOR TEARENSIONS FOR TEARENSIONS FOR TEARENSIONS FOR TEARENSIONS FOR TEARENSIONS FOR TEARENSIONS FORANSIONS FORANSIONS FOR TEARANSIONS FOR TEARANSION ها مشخصات (GPS)-سیستم کد کد برای تحمل در اندازه های خطی-قسمت 1: اساس تحمل ، انحراف و متناسب] [8/14] Din en iso 286-2: 2010-11 مشخصات محصول هندسی (GPS)-ISO سیستم تحمل برای ابعاد طول 2: جداول سطح تحمل اساسی و ابعاد 220: 286 (GPS) -ISO سیستم برای تحمل در اندازه های خطی-قسمت 2: جداول کلاسهای تحمل استاندارد و انحراف محدود برای سوراخ ها و شفت ها] [8/15] Din en ISO 3274: مشخصات محصول هندسی 1998-04 (GPS) کیفیت سطح: TAST CUTTING PROCESSESES NYOMINAL NOMINAL: IS ORASICAL ISO DINES DINES DINES DINES DINICES DINICES DINICES DINICES DINICES DINICES DINICES DINICES DINES ON DINICES DINES ISO DINES DINICES ISO DINES ISO DINICES ISO DINES IS . اطلاعات مربوط به چرخ سر (چرخ سیلندر) تکنولوژر تکنت [DIN 3966-1: 1978-08 آن را روی دندانهای دنده در نقاشی ها. اطلاعات مربوط به دندانهای درگیر برای چرخ دنده های استوانه ای]

## پاراگراف #830.2

English: [8/17] DIN EN ISO 4288:1998-04 Geometrische Produktspezifikation (GPS) – Oberflächenbeschaffenheit: Tastschnittverfahren – Regeln und Verfahren für die Beurteilung der Oberflächenbeschaffenheit [DIN EN ISO 4288:1998-04 Geo metrical Product Specifications (GPS ) – Surface Texture: Stylus Method - Rules and Procedures for the Assessment of Surface Texture ] [8/18] ISO 1328-1:2013-09 Cylindrical Gears – ISO System of Flank Tolerance Classification – Part 1: Definitions and Allowable Values of Deviations Relevant to Flanks of Gear Teeth [8/19] ISO 1328-2:1997-08 Stirnräder – ISO-Toleranzsystem – Teil 2: Definitionen und zulässige Werte für Zweiflanken-Wälzabweichungen und Rundlaufabweichungen [ ISO 1328-2:1997-08 Cylindrical Gears – ISO System of Accuracy – Part 2: Definitions and Allowable Values of Deviations relevant to Radial Composite Deviations and Runout Information ] [8/20] ISO/TR 10064-1:1992-02 Stirnräder; Richtlinien für die Prüfung; Teil 1: Prüfung gleichnamiger Zahnflanken [ ISO/TR 10064-1:1992-02 Cylindrical gears; Code of Inspection Practice; Part 1: Inspection of Corresponding Flanks of Gear Teeth ] [8/21] ISO/TR 10064-2:1996-03 Stirnräder – Anleitung für die Durchführung der Prüfu ng – Teil 2: Prüfung von Zweiflankenwälzabweichungen, Rundlauf, Zahndicke und Flankenspiel [ ISO/TR 10064-2:1996- 03 Cylindrical Gears – Code of Inspection Practice – Part 2: Inspection related to Radial Composite Deviations, Runout, Tooth Thickness and Backlash ] [8/22] ISO/TR 10064-3:1996-08 Stirnräder – Anleitung für die Durchführung der Prüfung – Teil 3: Empfeh- lungen zu Radkörper, Achsabstand und Achsparallelität [ ISO/TR 10064-3:1996-08 Cylindrical Gears – Code of Inspection Practice – Part 3: Recommendations relative to Gear Blanks, Shaft Centre Distance and Parallelism of Axes ] [8/23] ISO/TR 10064-4:1998-10 Stirnräder (Zylinderräder) – Richtlinien für die Prüfung – Teil 4: Empfehlungen bezogen auf die jeweilige Oberflächenbeschaffenheit und zur Tragbildprüfung [ISO/TR 10064-4:1998-10 Cylindrical Gears – Code of Inspection Practice – Part 4: Recommendations relative to Surface Texture and Tooth Contact Pattern Checking ] [8/24] ISO/TR 10064-5:2005-04 Zylinderräder – Richtlinien für die Prüfung – Teil 5: Empfehlung zur Be- urteilung der Messunsicherheit von Zahnradmessgeräten [ ISO/TR 10064-5:2005-04 Cylindrical Gears – Code of Inspection Practice – Part 5: Recommendations relative to Evaluation of Gear Measuring Instruments ] [8/25] DIN ISO 18653:2009-12 Zahnräder – Bewertung von Messgeräten für die Messung von Zahnrädern [DIN ISO 18653:2009-12 Gears – Evaluation of Instruments for the Measurement of Individual Gears ] [8/26] VDI/VDE 2607:2000-02 Rechnerunterstützte Auswertung vo n Profil- und Flankenlinienmessungen an Zylinderrädern mit Evolventenprofil [ VDI/VDE 2607:2000-02 Computer-aid ed Evaluation of Profile and Helix Measurements on Cylindrical Gears with Involute Profile ] [8/27] VDI/VDE 2608:2001-03 Einflanken- und Zweiflanken-Wälzprüfung an Zylinderrädern, Kegelrädern, Schnecken und Schneckenrädern [ VDI/VDE 2608:2001-03 Tangential Composite and Radial Composite Inspection of Cylindrical Gears, Bevel Gears, Worms and Worm Wheels ] [8/28] VDI/VDE 2609:2000-10 Ermittlung von Tragbildern an Verzahnungen [ VDI/VDE 2609:2000-10 Determination of Tooth Contact Patterns for Gearings ] [8/29] VDI/VDE 2610:2014-05 Format für den Austausch von Verzahnungsdaten [ VDI/VDE 2610:2014-05 Gear Data Exchange-Format (GDE Format) – Definition ] [8/30] VDI/VDE 2612:2000-05 Profil- und Flankenlinienprüfung an Zylinderrädern mit Evolentenprofil [VDI/VDE 2612:2000-05 Profile and Helix Checking of Involute Cylindrical Gears ] [8/31] VDI/VDE 2613:2003-12 Teilungs- und Rundlaufprüfun g an Verzahnungen – Zylinderräder, Schneckenräder, Kegelräder [ VDI/VDE 2613:2003-12 Pitch an d Runout Testing on Gearings - Cylindrical Gears, Wormwheels, Bevel Gears ] [8/32] VDI/VDE 2615:2006-08 Rauheitsprüfung an Zylinder- und Kegelrädern mit Tastschnittgeräten [VDI/VDE 2615:2006-08 Surface Roughness Measurement of Cylindrical Gears and Bevel Gears by means on Stylus-type Instruments ] [8/33] ANSI/AGMA 2015-1-A01 Accuracy Classification System – Tangential Measurements for Cylindrical Gears [8/34] ANSI/AGMA 2015-2-A06 Accuracy Classification System – Radial Measurements for Cylindrical Gears [8/35] AGMA 915-1-A02 Inspection Practices – Part 1: Cylindrical Gears – Tangential Measurements [8/36] AGMA 915-2-A05 Inspection Practices – Part 2: Cylindrical Gears – Radial Measurements [8/37] Bösser, F.; Trenk, M.; Wisweh, L.; Wengler, S.: Gewissheit über die Unsicherheit, Kalibrierung von realen Werkstücken [ Certainty on the Uncertainty, the Calibration of Real Workpieces ]. Qualität und Zuverlässigkeit 45(2000) 5, S. 612–616

Persian: [8/17] DIN EN ISO 4288: 1998-04 مشخصات محصول هندسی (GPS)-بافت سطح: برش شیر-فرآیند و رویه ها برای ارزیابی کیفیت سطح [DIN en ISO 4288: 1998-04 مشخصات محصول Metrical Geo) -Suface Texture Medenture Medent Texture-Texture-Stylus-Stylus-Stylus-Stylus-Stylus-Stylus-Stylus-Stylus-Stylus-Stylus-Stylus-Stylus-Stylus-Stylus-Stylus-Stylus-Stylus-Stylus-Stylus-Stylus-Stylus-Stylus and Ricals texture texture-texture و رویه ها 1328-1: 2013-09 استوانه ای چرخ دنده های استوانه ای سیستم تحمل پهلو طبقه بندی طبقه بندی 1: تعاریف و مقادیر مجاز انحراف مربوط به جبهه های دندانهای دنده [8/19] ISO 1328-2: 1997-08 چرخ های هرینگ-ISO تحمل سیستم 2: تعاریف و ارزش های مجاز برای WALLANK DEVIOTS DEVIOTS WALLANKS WALLANKS WALLAITS WALLANTS WALLANTS WALSIOTS WALSIOTS WALLANKS WALS 1997-08 SYSTEM ANALCACY-PART SYSTEM ARTALS-PART 2: تعاریف و مقادیر مجاز انحراف مربوط به انحرافات کامپوزیت شعاعی و اطلاعات Runout] [8/20] ISO/TR 10064-1: چرخ های پیشانی 1992-02 ؛ دستورالعمل های امتحان ؛ قسمت 1: آزمایش همین نام [ISO/TR 10064-1: 1992-02 چرخ دنده های استوانه ای ؛ کد عمل بازرسی ؛ قسمت 1: بازرسی از پهلوهای تجهیزات دنده ای] [8/21] ISO/TR 10064-2: چرخ های پیشانی برای اجرای آزمایش NG-PART 2: بررسی دفع های دشت دو فلزی ، TORTSENDENTY و PLANK GAME [ISO/TR 1006-03 THE PRACETION-PRATICITION-PARTICTION PRACEITION-PART 2: انحراف ، رونق ، ضخامت دندان و واکنش مجدد] [8/22] ISO/TR 10064-3: 1996-08 چرخ های پیشانی برای انجام محل زندگی از بین بردن قسمت 3: توصیه هایی به چرخ ، فاصله محور و پس انداز محور [ISO/TR 10064: 1996-08 Gears-Parts-Part-Part-Part-Part موازی سازی محورها] [8/23] ISO/TR 10064-10 دوچرخه های فرونتال (دوچرخه های سیلندر)-راهنما برای آزمایش-بخشی 4: توصیه های مبتنی بر کیفیت سطح مربوطه و برای معاینه تصویر پشتیبانی [ISO/TR 10064-4: 1998-10 Gears-Code-Code-Code-Contrittriction of Toth Textrescection Toxtions Toground Affective Surpections Togreations Practions Praction Practice-Part-Part-Part-Part-Part-Part-Part-Part-Part-Part-Part-Part-Part-Part-Part-Part-Part-Part-Part-Part-Part-Part-Part-Part-Part-Part-Part-Part-Part- بخشی ISO/TR 10064-5: 2005-04 چرخ های سیلندر برای امتحان 5: توصیه برای ارزیابی عدم اطمینان اندازه گیری دستگاههای اندازه گیری دنده [ISO/TR 10064-5: 2005-04 دنده های استوانه ای-کد-کد-کار بازرسی-قسمت 5: توصیه های مربوط به ارزیابی دنده اندازه گیری Gear Distantion of Gear Diesorductions] [8/25] دستگاه های اندازه گیری برای اندازه گیری چرخ دنده ها [DIN ISO 18653: 2009-12 دنده-ارزیابی ابزارها برای اندازه گیری چرخ دنده های فردی] [8/26] VDI/VDE 2607: 2000-02 اندازه گیری های خطی با استفاده از رایانه های استوانه ای با استیضاح با مشخصات Evolent [VDI/VDE 2607: 2000-VDE 2607. Measurements on Cylindrical Gears with Involute Profile] [8/27] VDI/VDE 2608: 2001-03 Inflancing and two-flank waving tests on cylinder wheels, bowling wheels, snails and snail wheels [VDI/VDE 2608: 2001-03 Tangential Composite and Radial Composite Inspection of Cylindrical Gears, Bevels and Worms and چرخ های کرم] [8/28] VDI/VDE 2609: 2000-10 تعیین مسیرهای پیاده روی در مداخلها [VDI/VDE 2609: 2000-10 تعیین الگوهای تماس با دندان برای چرخ دنده ها] [8/29] VDI/VDE 2610: 2014-05 فرمت (Feg Feed Data [VDI/VDE 2610: 2014 فرمت)-تعریف] [8/30] VDI/VDE 2612: 2000-05 مشخصات و تست خط پهلو بر روی دوچرخه های سیلندر با مشخصات تکاملی [VDI/VDE 2612: 2000-05 مشخصات و بررسی مارپیچ دنده های کنسولیک نامحدود] [8/31] VDI/VDE 2613-VDE 2613-VDE 2613-VDE 2613-VDE 2613-VDE 2613. چرخ ها ، چرخ های حلزون ، چرخ های بولینگ [VDI/VDE 2613: 2003-12 در تست D Rounout- چرخ دنده های استوانه ای ، چرخ دنده ها ، چرخ دنده ها] [8/32] VDI/VDE 2615: 2006-08 تست رادیو روی Cylinder و Bowling Wheels [VDI-VAT) Roughthness Measurement of Cylindrical Gears and Bevels Gears on Means on Stylus-Type Instruments] [8/33] Ansi/AGMA 2015-1-A01 Accuracy Classification System-Tangential Measurements for Cylindrical Gears [8/34] Ansi/AGMA 2015-2-A06 Accuracy Classification System-Radial Measurements for Cylindrical Gears [8/35] AGMA 915-1-A0 شیوه ها-قسمت 1: اندازه گیری چرخ دنده های استوانه ای [8/36] AGMA 915-2-A05 شیوه های بازرسی-قسمت 2: اندازه گیری های استوانه ای چرخ دنده های استوانه ای [8/37] Bösser ، F. ؛ ترنک ، م. ؛ ویس ، ل. ؛ Wengler ، S: آگاهی در مورد عدم اطمینان ، کالیبراسیون قطعات کار واقعی [گواهی بر عدم اطمینان ، کالیبراسیون workepieces واقعی]. کیفیت و قابلیت اطمینان 45 (2000) 5 ، صص 612-616

### جملات:

EN: [8/17] DIN EN ISO 4288:1998-04 Geometrische Produktspezifikation (GPS) – Oberflächenbeschaffenheit: Tastschnittverfahren – Regeln und Verfahren für die Beurteilung der Oberflächenbeschaffenheit [DIN EN ISO 4288:1998-04 Geo metrical Product Specifications (GPS ) – Surface Texture: Stylus Method - Rules and Procedures for the Assessment of Surface Texture ] [8/18] ISO 1328-1:2013-09 Cylindrical Gears – ISO System of Flank Tolerance Classification – Part 1: Definitions and Allowable Values of Deviations Relevant to Flanks of Gear Teeth [8/19] ISO 1328-2:1997-08 Stirnräder – ISO-Toleranzsystem – Teil 2: Definitionen und zulässige Werte für Zweiflanken-Wälzabweichungen und Rundlaufabweichungen [ ISO 1328-2:1997-08 Cylindrical Gears – ISO System of Accuracy – Part 2: Definitions and Allowable Values of Deviations relevant to Radial Composite Deviations and Runout Information ] [8/20] ISO/TR 10064-1:1992-02 Stirnräder; Richtlinien für die Prüfung; Teil 1: Prüfung gleichnamiger Zahnflanken [ ISO/TR 10064-1:1992-02 Cylindrical gears; Code of Inspection Practice; Part 1: Inspection of Corresponding Flanks of Gear Teeth ] [8/21] ISO/TR 10064-2:1996-03 Stirnräder – Anleitung für die Durchführung der Prüfu ng – Teil 2: Prüfung von Zweiflankenwälzabweichungen, Rundlauf, Zahndicke und Flankenspiel [ ISO/TR 10064-2:1996- 03 Cylindrical Gears – Code of Inspection Practice – Part 2: Inspection related to Radial Composite Deviations, Runout, Tooth Thickness and Backlash ] [8/22] ISO/TR 10064-3:1996-08 Stirnräder – Anleitung für die Durchführung der Prüfung – Teil 3: Empfeh- lungen zu Radkörper, Achsabstand und Achsparallelität [ ISO/TR 10064-3:1996-08 Cylindrical Gears – Code of Inspection Practice – Part 3: Recommendations relative to Gear Blanks, Shaft Centre Distance and Parallelism of Axes ] [8/23] ISO/TR 10064-4:1998-10 Stirnräder (Zylinderräder) – Richtlinien für die Prüfung – Teil 4: Empfehlungen bezogen auf die jeweilige Oberflächenbeschaffenheit und zur Tragbildprüfung [ISO/TR 10064-4:1998-10 Cylindrical Gears – Code of Inspection Practice – Part 4: Recommendations relative to Surface Texture and Tooth Contact Pattern Checking ] [8/24] ISO/TR 10064-5:2005-04 Zylinderräder – Richtlinien für die Prüfung – Teil 5: Empfehlung zur Be- urteilung der Messunsicherheit von Zahnradmessgeräten [ ISO/TR 10064-5:2005-04 Cylindrical Gears – Code of Inspection Practice – Part 5: Recommendations relative to Evaluation of Gear Measuring Instruments ] [8/25] DIN ISO 18653:2009-12 Zahnräder – Bewertung von Messgeräten für die Messung von Zahnrädern [DIN ISO 18653:2009-12 Gears – Evaluation of Instruments for the Measurement of Individual Gears ] [8/26] VDI/VDE 2607:2000-02 Rechnerunterstützte Auswertung vo n Profil- und Flankenlinienmessungen an Zylinderrädern mit Evolventenprofil [ VDI/VDE 2607:2000-02 Computer-aid ed Evaluation of Profile and Helix Measurements on Cylindrical Gears with Involute Profile ] [8/27] VDI/VDE 2608:2001-03 Einflanken- und Zweiflanken-Wälzprüfung an Zylinderrädern, Kegelrädern, Schnecken und Schneckenrädern [ VDI/VDE 2608:2001-03 Tangential Composite and Radial Composite Inspection of Cylindrical Gears, Bevel Gears, Worms and Worm Wheels ] [8/28] VDI/VDE 2609:2000-10 Ermittlung von Tragbildern an Verzahnungen [ VDI/VDE 2609:2000-10 Determination of Tooth Contact Patterns for Gearings ] [8/29] VDI/VDE 2610:2014-05 Format für den Austausch von Verzahnungsdaten [ VDI/VDE 2610:2014-05 Gear Data Exchange-Format (GDE Format) – Definition ] [8/30] VDI/VDE 2612:2000-05 Profil- und Flankenlinienprüfung an Zylinderrädern mit Evolentenprofil [VDI/VDE 2612:2000-05 Profile and Helix Checking of Involute Cylindrical Gears ] [8/31] VDI/VDE 2613:2003-12 Teilungs- und Rundlaufprüfun g an Verzahnungen – Zylinderräder, Schneckenräder, Kegelräder [ VDI/VDE 2613:2003-12 Pitch an d Runout Testing on Gearings - Cylindrical Gears, Wormwheels, Bevel Gears ] [8/32] VDI/VDE 2615:2006-08 Rauheitsprüfung an Zylinder- und Kegelrädern mit Tastschnittgeräten [VDI/VDE 2615:2006-08 Surface Roughness Measurement of Cylindrical Gears and Bevel Gears by means on Stylus-type Instruments ] [8/33] ANSI/AGMA 2015-1-A01 Accuracy Classification System – Tangential Measurements for Cylindrical Gears [8/34] ANSI/AGMA 2015-2-A06 Accuracy Classification System – Radial Measurements for Cylindrical Gears [8/35] AGMA 915-1-A02 Inspection Practices – Part 1: Cylindrical Gears – Tangential Measurements [8/36] AGMA 915-2-A05 Inspection Practices – Part 2: Cylindrical Gears – Radial Measurements [8/37] Bösser, F.; Trenk, M.; Wisweh, L.; Wengler, S.: Gewissheit über die Unsicherheit, Kalibrierung von realen Werkstücken [ Certainty on the Uncertainty, the Calibration of Real Workpieces ].

FA: [8/17] DIN EN ISO 4288: 1998-04 مشخصات محصول هندسی (GPS)-بافت سطح: برش شیر-فرآیند و رویه ها برای ارزیابی کیفیت سطح [DIN en ISO 4288: 1998-04 مشخصات محصول Metrical Geo) -Suface Texture Medenture Medent Texture-Texture-Stylus-Stylus-Stylus-Stylus-Stylus-Stylus-Stylus-Stylus-Stylus-Stylus-Stylus-Stylus-Stylus-Stylus-Stylus-Stylus-Stylus-Stylus-Stylus-Stylus-Stylus-Stylus and Ricals texture texture-texture و رویه ها 1328-1: 2013-09 استوانه ای چرخ دنده های استوانه ای سیستم تحمل پهلو طبقه بندی طبقه بندی 1: تعاریف و مقادیر مجاز انحراف مربوط به جبهه های دندانهای دنده [8/19] ISO 1328-2: 1997-08 چرخ های هرینگ-ISO تحمل سیستم 2: تعاریف و ارزش های مجاز برای WALLANK DEVIOTS DEVIOTS WALLANKS WALLANKS WALLAITS WALLANTS WALLANTS WALSIOTS WALSIOTS WALLANKS WALS 1997-08 SYSTEM ANALCACY-PART SYSTEM ARTALS-PART 2: تعاریف و مقادیر مجاز انحراف مربوط به انحرافات کامپوزیت شعاعی و اطلاعات Runout] [8/20] ISO/TR 10064-1: چرخ های پیشانی 1992-02 ؛ دستورالعمل های امتحان ؛ قسمت 1: آزمایش همین نام [ISO/TR 10064-1: 1992-02 چرخ دنده های استوانه ای ؛ کد عمل بازرسی ؛ قسمت 1: بازرسی از پهلوهای تجهیزات دنده ای] [8/21] ISO/TR 10064-2: چرخ های پیشانی برای اجرای آزمایش NG-PART 2: بررسی دفع های دشت دو فلزی ، TORTSENDENTY و PLANK GAME [ISO/TR 1006-03 THE PRACETION-PRATICITION-PARTICTION PRACEITION-PART 2: انحراف ، رونق ، ضخامت دندان و واکنش مجدد] [8/22] ISO/TR 10064-3: 1996-08 چرخ های پیشانی برای انجام محل زندگی از بین بردن قسمت 3: توصیه هایی به چرخ ، فاصله محور و پس انداز محور [ISO/TR 10064: 1996-08 Gears-Parts-Part-Part-Part-Part موازی سازی محورها] [8/23] ISO/TR 10064-10 دوچرخه های فرونتال (دوچرخه های سیلندر)-راهنما برای آزمایش-بخشی 4: توصیه های مبتنی بر کیفیت سطح مربوطه و برای معاینه تصویر پشتیبانی [ISO/TR 10064-4: 1998-10 Gears-Code-Code-Code-Contrittriction of Toth Textrescection Toxtions Toground Affective Surpections Togreations Practions Praction Practice-Part-Part-Part-Part-Part-Part-Part-Part-Part-Part-Part-Part-Part-Part-Part-Part-Part-Part-Part-Part-Part-Part-Part-Part-Part-Part-Part-Part-Part- بخشی ISO/TR 10064-5: 2005-04 چرخ های سیلندر برای امتحان 5: توصیه برای ارزیابی عدم اطمینان اندازه گیری دستگاههای اندازه گیری دنده [ISO/TR 10064-5: 2005-04 دنده های استوانه ای-کد-کد-کار بازرسی-قسمت 5: توصیه های مربوط به ارزیابی دنده اندازه گیری Gear Distantion of Gear Diesorductions] [8/25] دستگاه های اندازه گیری برای اندازه گیری چرخ دنده ها [DIN ISO 18653: 2009-12 دنده-ارزیابی ابزارها برای اندازه گیری چرخ دنده های فردی] [8/26] VDI/VDE 2607: 2000-02 اندازه گیری های خطی با استفاده از رایانه های استوانه ای با استیضاح با مشخصات Evolent [VDI/VDE 2607: 2000-VDE 2607. Measurements on Cylindrical Gears with Involute Profile] [8/27] VDI/VDE 2608: 2001-03 Inflancing and two-flank waving tests on cylinder wheels, bowling wheels, snails and snail wheels [VDI/VDE 2608: 2001-03 Tangential Composite and Radial Composite Inspection of Cylindrical Gears, Bevels and Worms and چرخ های کرم] [8/28] VDI/VDE 2609: 2000-10 تعیین مسیرهای پیاده روی در مداخلها [VDI/VDE 2609: 2000-10 تعیین الگوهای تماس با دندان برای چرخ دنده ها] [8/29] VDI/VDE 2610: 2014-05 فرمت (Feg Feed Data [VDI/VDE 2610: 2014 فرمت)-تعریف] [8/30] VDI/VDE 2612: 2000-05 مشخصات و تست خط پهلو بر روی دوچرخه های سیلندر با مشخصات تکاملی [VDI/VDE 2612: 2000-05 مشخصات و بررسی مارپیچ دنده های کنسولیک نامحدود] [8/31] VDI/VDE 2613-VDE 2613-VDE 2613-VDE 2613-VDE 2613-VDE 2613. چرخ ها ، چرخ های حلزون ، چرخ های بولینگ [VDI/VDE 2613: 2003-12 در تست D Rounout- چرخ دنده های استوانه ای ، چرخ دنده ها ، چرخ دنده ها] [8/32] VDI/VDE 2615: 2006-08 تست رادیو روی Cylinder و Bowling Wheels [VDI-VAT) Roughthness Measurement of Cylindrical Gears and Bevels Gears on Means on Stylus-Type Instruments] [8/33] Ansi/AGMA 2015-1-A01 Accuracy Classification System-Tangential Measurements for Cylindrical Gears [8/34] Ansi/AGMA 2015-2-A06 Accuracy Classification System-Radial Measurements for Cylindrical Gears [8/35] AGMA 915-1-A0 شیوه ها-قسمت 1: اندازه گیری چرخ دنده های استوانه ای [8/36] AGMA 915-2-A05 شیوه های بازرسی-قسمت 2: اندازه گیری های استوانه ای چرخ دنده های استوانه ای [8/37] Bösser ، F. ؛ ترنک ، م. ؛ ویس ، ل. ؛ Wengler ، S: آگاهی در مورد عدم اطمینان ، کالیبراسیون قطعات کار واقعی [گواهی بر عدم اطمینان ، کالیبراسیون workepieces واقعی].

## پاراگراف #832.2

English: [8/58] Drehflankenspielmessgeräte – Gutlehren zur Bestimmung des effektiven Grenzmaßes [Circumferential Backlash Measuring Instruments – Go Gauges for Determining the Effective Limit Dimensions ]. Company publication. FRENCO 2007 [8/59] MARGEAR/Messtechnik für Verzahnungen und Verzahnungswerkzeuge [ MARGEAR/Measuring Technology for Gears and Gear Tools ]. Company publication. Jena: Mahr OKM GmbH 2007 [8/60] Leitz pmm-g; Koordinatenmessgeräte, Verzahnungsmesszentren [ Leitz pmm-g; Coordinate Measuring Instruments, Gearing Measuring Instruments ]. Company publication. Wetzlar: Hexagon Metrology GmbH 3/2007 [8/61] Verzahnungs- und 3D-Koordinatenmesstechnik [ Gearing and 3D Coordinate Measuring Technology ]. Prospectus. Karlsruhe: Wenzel GearTec GmbH 2006 [8/62] Leitz QUINDOS-Verzahnungen [ Leitz QUINDOS Gears ]. Company publication. Wetzlar: Hexagon-Metrology GmbH 2006 [8/63] CNC Gear Inspection Systems. Company publication. Gleason-M&M Precision Systems [8/64] Einflanken-Wälzprüfmaschine PSKE 900 [ PSKE 900 Single-flank Rolling Testing Machine ]. Prospectus Hückeswagen: Klingelnberg GmbH [8/65] Zweiflanken-Wälzprüfgeräte ZW 301 und ZW401 [ ZW 301 and ZW401 Double-flank Rolling Testing Devices ]. Prospectus. Hückeswagen: Klingelnberg GmbH [8/66] Teilungs- und Rundlaufprüfgerät EVTM-D [ EVTM-D Pitch and Runout Inspection device ]. Prospectus. Hückeswagen: Klingelnberg GmbH [8/67] GEAR PRO – Verzahnungsmessung auf Koordinatenmessgeräten [ GEAR PRO – Toothing Measurement on Coordinate Measuring Instruments ]. Company publication. Oberkochen: Carl Zeiss Industrielle Messtechnik GmbH [8/68] Körperschall- und Luftschallanalyse zur End of Line (EoL) – Prüfung von Automatik-, CVT- und Handschaltgetrieben [ End of Line (EoL) Structure-borne Sound and Airborne Analysis for Testing Automatic, CVT and Manual Transmissions ]. Company publication. Uttenreuth: MEDAV GmbH [8/69] Bausch, T. and 10 co-authors: Innovative Zahnradfertigung – Verfahren, Maschinen und Werkzeuge zur kostengünstigen Herstellung von Stirnrädern mit hoher Qualität [ Innovative Gear Manufacturing – Processes, Machines and Tools for the Cost-effective Manufacture of High-quality Cylindrical Gears ]. Renningen: expert Verlag 2006

Persian: [8/58] بازنشستگی دستگاه های اندازه گیری بازی PLANK - آموزه های خوبی برای تعیین اندازه مرزی مؤثر [ابزارهای اندازه گیری عقب نشینی محیط - برای تعیین ابعاد حد مؤثر). انتشار شرکت. FRENCO 2007 [8/59] فناوری MARGEAR/اندازه گیری برای ابزارهای اتصال دهنده و دنده ای [MARGEAR/فناوری اندازه گیری برای چرخ دنده ها و ابزارهای چرخ دنده]. انتشار شرکت. Jena: Mahr OKM GmbH 2007 [8/60] Leitz PMM-G ؛ دستگاه های اندازه گیری مختصات ، مراکز اندازه گیری دنده [Leitz PMM-G ؛ ابزارهای اندازه گیری مختصات ، ابزارهای اندازه گیری دنده ای]. انتشار شرکت. Wetzlar: اندازه گیری شش ضلعی GMBH 3/2007 [8/61] Timmond و فناوری اندازه گیری مختصات 3D [Gearing و Technology Coordinate Coordinate]. دفترچه Karlsruhe: Wenzel Geartec GMBH 2006 [8/62] Leitz Quindos-Toothings [Leitz Quindos Gears]. انتشار شرکت. Wetzlar: شش ضلعی-مترولوژی GmbH 2006 [8/63] سیستم های بازرسی دنده CNC. انتشار شرکت. سیستم های دقیق Gleason-M & M [8/64] دستگاه تست Wälz Inflank PSKE 900 [دستگاه تست نورد یکسان PSKE 900]. Prospectus Hückeswagen: Klingelnberg GmbH [8/65] دستگاه های آزمایشی جنگلی دو فوت بین 301 و ZW401 [بین دستگاههای تست نورد دو طرفه 301 و ZW401]. دفترچه Hückeswagen: Klingelnberg GMBH [8/66] دستگاه تست و تور TURE EVTM-D [EVTM-D PITCH و دستگاه بازرسی Runout]. دفترچه Hückeswagen: Klingelnberg GmbH [8/67] Gear Pro - اندازه گیری چرخ دنده در دستگاه های اندازه گیری مختصات [اندازه گیری دندانپزشکی در ابزارهای اندازه گیری مختصات]. انتشار شرکت. Oberkochen: Carl Zeiss Messtechnik GmbH [8/68] تجزیه و تحلیل صدای بدن و هوا برای پایان خط (EOL)- آزمایش درایوهای سوئیچینگ اتوماتیک ، CVT و دستی [انتهای خط (EOL) ساختار صدا و تجزیه و تحلیل هوا متولد شده برای آزمایش خودکار ، CVT و Transismionions Manual]. انتشار شرکت. UTTENREUTH: Medav GmbH [8/69] Bausch ، T. و 10 مؤلف: فرآیند تولید دنده نوآورانه ، ماشین آلات و ابزارهای تولید مقرون به صرفه از دوچرخه های جلو با کیفیت بالا [فرآیند تولید دنده های نوآورانه ، ماشین آلات و ابزارهایی برای ساخت مقرون به صرفه از سالیندریک با کیفیت بالا]. رنینگن: متخصص Verlag 2006

### جملات:

EN: [8/58] Drehflankenspielmessgeräte – Gutlehren zur Bestimmung des effektiven Grenzmaßes [Circumferential Backlash Measuring Instruments – Go Gauges for Determining the Effective Limit Dimensions ].

FA: [8/58] بازنشستگی دستگاه های اندازه گیری بازی PLANK - آموزه های خوبی برای تعیین اندازه مرزی مؤثر [ابزارهای اندازه گیری عقب نشینی محیط - برای تعیین ابعاد حد مؤثر).

## پاراگراف #843.3

English: B Bach, C. v. 13 backlash 555 backlash angle 576 back-to-back gear test rig 349 balancing 595 bandwidth 407 Barkhausen noise 652 base circle deviation 564 base diameter 55, 87 base pitch 55 base pitch deviation 574, 575 base pitch deviation on base cylinder 575 base thickness 58 Baud, V. 15 bearing bracket design 442 − advantageous 443 bearing centring 253 bearing clearance 252 − differences 253 bearing cover 447 − impact of reinforced bearing cover on structure- borne sound level 448 bearing displacement 252 bearing load − curve of the dynamic 415 − dynamic 414 − frequency response of radial and axial 415 bearing positions 447 bell-type shaper cutter 624 bending moment − in gear rim of internal gear 305 blade forces 616 Blok, H. 19, 335, 336 boriding 699, 600 Bosch, M. 14 bridge-type measuring machine 560 Broghamer 15 C Campbell diagram 587 carbon content limit 507 carbon level 680 carbonitriding 691, 692 − vacuum 692 carburisation 680, 599 − multi-stage 681 − two-stage 681 − vacuum 683, 684 carburisation depth 681 case hardenability 500 case-hardening 680, 599 − simulation 688 − with nitrogen 511 case-hardening depth 506 − CHD 530, 542 − recommended values 534 casing wall − coupled motion equations 206

Persian: B Bach, C. v. 13 backlash 555 backlash angle 576 ​​back-to-back gear test rig 349 balancing 595 bandwidth 407 Barkhausen noise 652 base circle deviation 564 base diameter 55, 87 base pitch 55 base pitch deviation 574, 575 base pitch deviation on base cylinder 575 base thickness 58 Baud, V. 15 bearing bracket design 442 − سودمند 443 بلبرینگ 253 ترخیص کالا از گمرک 252- تفاوت 253 پوشش بلبرینگ 447- تأثیر پوشش بلبرینگ تقویت شده بر روی ساختار- سطح صدای جاروبرقی 448 جابجایی بلبرینگ 252 بار بلبرینگ- منحنی دینک 415- پاسخ فرکانس 414 در مورد شعاع و محور 415 موقعیت یات 305 blade forces 616 Blok, H. 19, 335, 336 boriding 699, 600 Bosch, M. 14 bridge-type measuring machine 560 Broghamer 15 C Campbell diagram 587 carbon content limit 507 carbon level 680 carbonitriding 691, 692 − vacuum 692 carburisation 680, 599 − multi-stage 681 − two-stage 681 − Vacuum 683 ، 684 عمق کاربورینگ 681 سخت بودن مورد 500 مورد سختگیری 680 ، 599-شبیه سازی 688-با نیتروژن 511 مورد سخت نگهدارنده 506-CHD 530 ، 542-مقادیر توصیه شده 534 دیواره پوشش-معادلات حرکتی جفت شده 206

### جملات:

EN: 13 backlash 555 backlash angle 576 back-to-back gear test rig 349 balancing 595 bandwidth 407 Barkhausen noise 652 base circle deviation 564 base diameter 55, 87 base pitch 55 base pitch deviation 574, 575 base pitch deviation on base cylinder 575 base thickness 58 Baud, V.

FA: 13 Backlash 555 Backlash Angle 576 Test Test Gear Test 349 Balancing 595 Barkhausen Noise 652 Divation Circle Divation 564 Diameter Base 55 ، 87 Base Pitch 55 Deviation Pitch Base 574 ، 575 Deviation Pitch Pitch on Base Cylinder 575 Base Base Gedgedness 58 Baud ، V.

## پاراگراف #844.2

English: cast iron − austempered 494 austenitic-ferritic 494 − bainitic 495 − with lamellar-graphite 492 − with spheroidal graphite 493, 494 cast steel 489, 492 centre distance 62 − required 145 centre distance deviation 584 centrifugal force 305 centrifugal loading − of ring-shaped internal gears 305 CHD − case-hardening depth 530 chemical vapour deposition (CVD) 701 chordal tooth thickn ess 60, 581 − constant 61 circular pitch angle 70 circular pitch variation 572 circumferential backlash 576 circumferential speed − influence on noise 430 clamping factor 304 clamping factors 312 climb hobbing 627 coating 700, 600 cold drawing 612 cold extrusion 613 cold rolling 616, 654 cold scuffing 334 combination resonance 214 combined tooth form factor 279 − for external gearing 281 − for internal gearing 284 complementary basic rack 144 component sound power level 422 composite layer 696, 513 compound layer 695, 513 − VS 514, 538 − İ 540 compression yield strength 317 − factor for increase 318 connecting contour 304 construction construction of a point on the counter-profile 27 − construction of the counter-profile 29 − construction of the rolling tool 29 contact line 77, 78 contact pattern 585 contact pitch 55 contact stress 266, 268 − model to calculate 258 − purely for contact between solids 262 − under hydroelastic conditions 262 continuous load − equivalent 193 continuous sound pressure level L eq − equivalent 409 convection − forced 381 conventional milling 627 cooling 665, 485, 487 cooling factor fK 378 cooling-time constant 389 coordinate measuring instruments − virtual 560 coordinate measuring machine 560 coppering 603 core hardenability 500 − calculation 505 core hardness − ranges 528 corundum 635 coupling frequency 407 course of cracks for internal gears 162 cover surface 447 crack inspection 652 crest factor 454 critical frequency 407, 421 cross-helical gear 21 crowning 569 − optimal 252 cubic boron nitride 635 cumulative pitch deviation curve 573 cumulative pitch variation − over k pitches 573 cumulative pitch-span deviation curve 574 cutting depths 641 cutting force 616 cutting power 616 cycloid 31 cycloid gears 12, 21, 24 cylindrical gear unit − total loss 362 cylindrical lantern gears 21 cylindrical lantern tooth system 12, 21, 25 D damage function s 170 damage load stage − example determination 350 damping 210 − influence on sound 445 damping measure 443 decay function 228 − of the tooth deformation 228 dedendum 56 dedendum form circle radius 75 deep nitriding 541 deformation − due to Hertzian contact stress 232 − permanent deformation of case-hardened gear 160 − plastic 300 − shaft, bearing 252 − zones of plastic 160

Persian: چدن آهن-Austempered 494 آستنیتیک-فریتیتیک 494-Bainitic 495-با گرافیت لاملار 492-با گرافیت کروی 493 ، 494 فولاد ریخته گری 489 ، فاصله 492 مرکز 62-نیاز به انحراف فاصله 584 مرکز 584 قارچ شغلی 305 سانتریفیوژ 305 سانتریفیوژ 305 سانتریفیوژ 305 سانتریفیوژ 305 سانتریفیوژ نیروگاه منشور 305 سانتریفیوژ 305 سانتریفیوژ نیروگاه منزل عمق هشدار دهنده 530 رسوب بخار شیمیایی (CVD) 701 وتر از دندان ضخیم 60 ، 581-ثابت 61 زاویه قطعه دایره ای 70 تنوع دایره ای ، 572 واکنشهای دور 576 سرعت دو محیط-تأثیر بر روی سر و صدا 430 گیره 61 فاکتورهای بولدینگ 312 Cold Cold 612 Cold 627 Climb Hobing 700 ، 627 COLDING 627 CONTING 627 COMBING 700 ، 627 COLDING 627 COMBING 627 COMBING 700 ، 627 COLDING 627 COMBING 700 ، 627 COLD 627 COMBING 700 ، 627 COLD 627 654 Scuffing Cold 334 Resonance Combination 214 FORM FORM FORM FORM 279 - برای چرخ دنده خارجی 281 - برای دنده داخلی 284 RACK MECCEMENTIVE BASIC RACK POWER SOUNE POWER SOUND CONCETION 422 CONNECTION CONNECTION LAYER 695 ، 513 - VS 514 ، FOR 514 ، 538 - 538. از یک نقطه در مورد ضد پروفیل 27-ساخت و ساز ضد پروفیل 29-ساخت ابزار نورد 29 خط تماس 77 ، 78 الگوی تماس 585 تماس 55 استرس تماس 266 ، 268-مدل برای محاسبه 258-صرفاً برای تماس بین مواد جامد 262-تحت شرایط هیدروئلاستیک 262 فرفری-معادل CONVENCIENT-EQUANCTION-SONEVENTIANCE LEVENTIVE LEVENTIVE LEVENTIVE LE SOUNDOUNTIVE LE SOUNDOUNTIVE LE SOUNDOUNTIVE LE SOUNDUANCION DINCTION INFOUNTIVE فرز 627 خنک کننده 665 ، 485 ، 487 فاکتور خنک کننده FK 378 زمان خنک کننده ثابت 389 ابزار اندازه گیری مختصات-560 دستگاه اندازه گیری مختصات مجازی 560 سخت گیری هسته 560 سخت گیری هسته 500-محاسبه 505 سختی هسته-دامنه 528 Corrundum 635 CORREST CONVERNED CONVERNECTION COUNDRINE OF CORVERMING CONVERNION CORSERING CONVERNION CORSERS OF CORVERNORM OF CRONKERS OF CORNORRINCE OF CORNORRINCE CONVERNING CONVERNING CONVERNING CONVERNET 454 فرکانس بحرانی 407 ، 421 چرخ دنده متقاطع 21 تاج 569-بهینه 252 مکعب Boron Nitride 635 منحنی انحراف زمین تجمعی 573 تغییر زمین تجمعی-بیش از k نقاط 573 منحنی انحراف زمین تجمعی 574 عمق برش 316 cylindrical gear unit − total loss 362 cylindrical lantern gears 21 cylindrical lantern tooth system 12, 21, 25 D damage function s 170 damage load stage − example determination 350 damping 210 − influence on sound 445 damping measure 443 decay function 228 − of the tooth deformation 228 dedendum 56 dedendum form circle radius 75 deep nitriding 541 deformation − due to استرس تماس هرتزیان 232-تغییر شکل دائمی چرخ دنده های سخت شده 160-پلاستیک 300-شافت ، دارای 252 منطقه از پلاستیک 160

### جملات:

EN: cast iron − austempered 494 austenitic-ferritic 494 − bainitic 495 − with lamellar-graphite 492 − with spheroidal graphite 493, 494 cast steel 489, 492 centre distance 62 − required 145 centre distance deviation 584 centrifugal force 305 centrifugal loading − of ring-shaped internal gears 305 CHD − case-hardening depth 530 chemical vapour deposition (CVD) 701 chordal tooth thickn ess 60, 581 − constant 61 circular pitch angle 70 circular pitch variation 572 circumferential backlash 576 circumferential speed − influence on noise 430 clamping factor 304 clamping factors 312 climb hobbing 627 coating 700, 600 cold drawing 612 cold extrusion 613 cold rolling 616, 654 cold scuffing 334 combination resonance 214 combined tooth form factor 279 − for external gearing 281 − for internal gearing 284 complementary basic rack 144 component sound power level 422 composite layer 696, 513 compound layer 695, 513 − VS 514, 538 − İ 540 compression yield strength 317 − factor for increase 318 connecting contour 304 construction construction of a point on the counter-profile 27 − construction of the counter-profile 29 − construction of the rolling tool 29 contact line 77, 78 contact pattern 585 contact pitch 55 contact stress 266, 268 − model to calculate 258 − purely for contact between solids 262 − under hydroelastic conditions 262 continuous load − equivalent 193 continuous sound pressure level L eq − equivalent 409 convection − forced 381 conventional milling 627 cooling 665, 485, 487 cooling factor fK 378 cooling-time constant 389 coordinate measuring instruments − virtual 560 coordinate measuring machine 560 coppering 603 core hardenability 500 − calculation 505 core hardness − ranges 528 corundum 635 coupling frequency 407 course of cracks for internal gears 162 cover surface 447 crack inspection 652 crest factor 454 critical frequency 407, 421 cross-helical gear 21 crowning 569 − optimal 252 cubic boron nitride 635 cumulative pitch deviation curve 573 cumulative pitch variation − over k pitches 573 cumulative pitch-span deviation curve 574 cutting depths 641 cutting force 616 cutting power 616 cycloid 31 cycloid gears 12, 21, 24 cylindrical gear unit − total loss 362 cylindrical lantern gears 21 cylindrical lantern tooth system 12, 21, 25 D damage function s 170 damage load stage − example determination 350 damping 210 − influence on sound 445 damping measure 443 decay function 228 − of the tooth deformation 228 dedendum 56 dedendum form circle radius 75 deep nitriding 541 deformation − due to Hertzian contact stress 232 − permanent deformation of case-hardened gear 160 − plastic 300 − shaft, bearing 252 − zones of plastic 160

FA: چدن آهن-Austempered 494 آستنیتیک-فریتیتیک 494-Bainitic 495-با گرافیت لاملار 492-با گرافیت کروی 493 ، 494 فولاد ریخته گری 489 ، فاصله 492 مرکز 62-نیاز به انحراف فاصله 584 مرکز 584 قارچ شغلی 305 سانتریفیوژ 305 سانتریفیوژ 305 سانتریفیوژ 305 سانتریفیوژ 305 سانتریفیوژ نیروگاه منشور 305 سانتریفیوژ 305 سانتریفیوژ نیروگاه منزل عمق هشدار دهنده 530 رسوب بخار شیمیایی (CVD) 701 وتر از دندان ضخیم 60 ، 581-ثابت 61 زاویه قطعه دایره ای 70 تنوع دایره ای ، 572 واکنشهای دور 576 سرعت دو محیط-تأثیر بر روی سر و صدا 430 گیره 61 فاکتورهای بولدینگ 312 Cold Cold 612 Cold 627 Climb Hobing 700 ، 627 COLDING 627 CONTING 627 COMBING 700 ، 627 COLDING 627 COMBING 627 COMBING 700 ، 627 COLDING 627 COMBING 700 ، 627 COLD 627 COMBING 700 ، 627 COLD 627 654 Scuffing Cold 334 Resonance Combination 214 FORM FORM FORM FORM 279 - برای چرخ دنده خارجی 281 - برای دنده داخلی 284 RACK MECCEMENTIVE BASIC RACK POWER SOUNE POWER SOUND CONCETION 422 CONNECTION CONNECTION LAYER 695 ، 513 - VS 514 ، FOR 514 ، 538 - 538. از یک نقطه در مورد ضد پروفیل 27-ساخت و ساز ضد پروفیل 29-ساخت ابزار نورد 29 خط تماس 77 ، 78 الگوی تماس 585 تماس 55 استرس تماس 266 ، 268-مدل برای محاسبه 258-صرفاً برای تماس بین مواد جامد 262-تحت شرایط هیدروئلاستیک 262 فرفری-معادل CONVENCIENT-EQUANCTION-SONEVENTIANCE LEVENTIVE LEVENTIVE LEVENTIVE LE SOUNDOUNTIVE LE SOUNDOUNTIVE LE SOUNDOUNTIVE LE SOUNDUANCION DINCTION INFOUNTIVE فرز 627 خنک کننده 665 ، 485 ، 487 فاکتور خنک کننده FK 378 زمان خنک کننده ثابت 389 ابزار اندازه گیری مختصات-560 دستگاه اندازه گیری مختصات مجازی 560 سخت گیری هسته 560 سخت گیری هسته 500-محاسبه 505 سختی هسته-دامنه 528 Corrundum 635 CORREST CONVERNED CONVERNECTION COUNDRINE OF CORVERMING CONVERNION CORSERING CONVERNION CORSERS OF CORVERNORM OF CRONKERS OF CORNORRINCE OF CORNORRINCE CONVERNING CONVERNING CONVERNING CONVERNET 454 فرکانس بحرانی 407 ، 421 چرخ دنده متقاطع 21 تاج 569-بهینه 252 مکعب Boron Nitride 635 منحنی انحراف زمین تجمعی 573 تغییر زمین تجمعی-بیش از k نقاط 573 منحنی انحراف زمین تجمعی 574 عمق برش 316 cylindrical gear unit − total loss 362 cylindrical lantern gears 21 cylindrical lantern tooth system 12, 21, 25 D damage function s 170 damage load stage − example determination 350 damping 210 − influence on sound 445 damping measure 443 decay function 228 − of the tooth deformation 228 dedendum 56 dedendum form circle radius 75 deep nitriding 541 deformation − due to استرس تماس هرتزیان 232-تغییر شکل دائمی چرخ دنده های سخت شده 160-پلاستیک 300-شافت ، دارای 252 منطقه از پلاستیک 160

## پاراگراف #848.3

English: L laser Doppler vibrometers 587 laser-beam hardening 679, 499 law of gears 26, 27 layer depth − abbreviation 596 Lechner 336 left-handed 79 length of line of contact 63 − minimal 245 length of lines of contact − minimal 82 − minimum 82 length of path of contact 91 lengths of lines of contact − minimum 84 − variation 84 level of gear efficiency 375 level value − superposition (addition) 411 life factor 549 life factor (pitting) − Z N 269 life factor(tooth root) − YN 295 limiting deviation 555 limiting number of teeth 75 limiting tooth thickness de viations (backlash) 555 line of action 61 line of contact 77 line-of-contact deviation 243, 247, 249, 250 − components 246 − components statistically distributed 248 − superposition of the components 253 link layer 698 Litvin, F. L. 10 load capacity − damage due to maximum stress 304 − fatigue breakage 304 load capacity of the tooth flanks − determination of the quantities for the calculation of 320 load capacity of the tooth root (no influence of the gear rim) − determining the quantities for the calculation of 325 load distribution 223 − face 223 − transverse 223 load spectrum 166, 266 − basic types 173, 174 − example 167 − with alternating direction of torque 168 load stage − Hertzian contact stress 350 − tooth normal load 350 long-term operation 391 lost mould 610 low-noise shifting method 643 LP/HP method 682 lubricant − advantage of synthetic 396 − disadvantage of synthetic 396 lubricant factor 348 lubricating film strength 336 lubricating film thickness − EHD 336 lubricating oil viscosity − required 394 lubrication factor X S 346 lubrication film thickness − isothermal 332

Persian: ویبرومترهای لیزر داپلر 587 سخت شدن پرتو لیزر 679 ، 499 قانون دنده 26 ، عمق 27 لایه-مخفف 596 LeChner 336 SEERSAND 79 طول خط تماس 63-حداقل 245 طول خط تماس-حداقل 84-حداقل 82 طول 82 طول 82 طول تماس 91 از خطوط تماس 91 کارآیی 375 ارزش سطح-ابر موقعیت (علاوه بر این) 411 فاکتور زندگی 549 فاکتور زندگی (گودال)-Z N 269 فاکتور زندگی (ریشه دندان)-YN 295 انحراف محدود کننده 555 تعداد محدودیت دندان 75 ضخامت دندان محدود کننده (بک) 555 خط عمل 61 خط تماس با 77-240- از نظر آماری 248 - ترکیب اجزای 253 لایه پیوند 698 لیتوین ، F. L. ظرفیت بار - ظرفیت بار - آسیب به دلیل حداکثر استرس 304 - شکستگی خستگی 304 ظرفیت 2222222222222220 توزیع ظرفیت بار از ریشه دندان (بدون تأثیر سامتریت 32) برای تعیین میزان ساقط - تعیین دنده - تعیین دنده) -عرضی 223 طیف بار 166 ، 266-انواع اساسی 173 ، 174-مثال 167-با جهت متناوب گشتاور 168 مرحله بار-استرس تماس هرتزیان 350-بارهای طبیعی دندان 350 عمل طولانی مدت 391 قالب 391 LOST LOST 610 روش تغییر کم نور 643 LP/HP روش مصنوعی 682 STATETical 396 antics of SatteTic 396 348 استحکام فیلم روغن کاری 336 ضخامت فیلم روغن کاری - EHD 336 روغن روغن کاری ویسکوزیته روغن - مورد نیاز 394 فاکتور روانکاری X S 346 ضخامت فیلم روغن کاری - ایزوترمال 332

### جملات:

EN: L laser Doppler vibrometers 587 laser-beam hardening 679, 499 law of gears 26, 27 layer depth − abbreviation 596 Lechner 336 left-handed 79 length of line of contact 63 − minimal 245 length of lines of contact − minimal 82 − minimum 82 length of path of contact 91 lengths of lines of contact − minimum 84 − variation 84 level of gear efficiency 375 level value − superposition (addition) 411 life factor 549 life factor (pitting) − Z N 269 life factor(tooth root) − YN 295 limiting deviation 555 limiting number of teeth 75 limiting tooth thickness de viations (backlash) 555 line of action 61 line of contact 77 line-of-contact deviation 243, 247, 249, 250 − components 246 − components statistically distributed 248 − superposition of the components 253 link layer 698 Litvin, F.

FA: ویبرومترهای لیزر داپلر 587 سخت شدن پرتو لیزر 679 ، 499 قانون دنده 26 ، عمق 27 لایه-مخفف 596 LeChner 336 SEERSAND 79 طول خط تماس 63-حداقل 245 طول خط تماس-حداقل 84-حداقل 82 طول 82 طول 82 طول تماس 91 از خطوط تماس 91 کارآیی 375 ارزش سطح-ابر موقعیت (علاوه بر این) 411 فاکتور زندگی 549 فاکتور زندگی (گودال)-Z N 269 فاکتور زندگی (ریشه دندان)-YN 295 انحراف محدود کننده 555 تعداد محدودیت دندان 75 ضخامت دندان محدود کننده (بک) 555 خط عمل 61 خط تماس با 77-240- از نظر آماری 248 - ترکیب اجزای 253 لایه پیوند 698 Litvin ، F.

## پاراگراف #849.2

English: meshing backlash 575 meshing interference 109 − avoidance 139 − limits 131 − off-line-of-action 110 − passive 130, 133 − types 137 meshing stiffness 185 microhardness test 651 micromagnetic surface-layer analysis 652 − micromagnetic, multiparametric microstructure analysis (3MA) 653 micropitting 334 − safety against formation of micropitting 351 micro-pitting 156, 157 microstructure 586 modification 569 modification and tolerances 595 module 55 − for a helical gear 81 − standardised 55 modulus − minimum value 465 mounting interference − avoidance 127 − radial 116, 133 Muschenbroek, P. van 12

Persian: تداخل معیار 575 تداخل مشبک 109-اجتناب از 139-محدودیت 131-خارج از خط عمل 110-منفعل 130 ، 133-انواع 137 تست سفتی مشبک 185 تست 333 آنالیز سطح میکروگنتیک سطح 652-میکروپینتیک ، میکرواتیکاتیکتیکاتیک (3mA). شکل گیری ریزگردها 351 میکرو-پیتت 156 ، 157 ریزساختار 586 اصلاح 569 اصلاح و تحمل 595 ماژول 55-برای یک دنده مارپیچ 81-55 مدول استاندارد-حداقل ارزش 465 تداخل نصب-اجتناب 127-شعاعی 116 ، 133 Muschenbroek ، پ.

### جملات:

EN: meshing backlash 575 meshing interference 109 − avoidance 139 − limits 131 − off-line-of-action 110 − passive 130, 133 − types 137 meshing stiffness 185 microhardness test 651 micromagnetic surface-layer analysis 652 − micromagnetic, multiparametric microstructure analysis (3MA) 653 micropitting 334 − safety against formation of micropitting 351 micro-pitting 156, 157 microstructure 586 modification 569 modification and tolerances 595 module 55 − for a helical gear 81 − standardised 55 modulus − minimum value 465 mounting interference − avoidance 127 − radial 116, 133 Muschenbroek, P.

FA: تداخل معیار 575 تداخل مشبک 109-اجتناب از 139-محدودیت 131-خارج از خط عمل 110-منفعل 130 ، 133-انواع 137 تست سفتی مشبک 185 تست 333 آنالیز سطح میکروگنتیک سطح 652-میکروپینتیک ، میکرواتیکاتیکتیکاتیک (3mA). شکل گیری ریزگردها 351 میکرو پیتت 156 ، 157 ریزساختار 586 اصلاح 569 اصلاح و تحمل 595 ماژول 55-برای یک دنده مارپیچ 81-55 مدول استاندارد-حداقل ارزش 465 تداخل نصب-اجتناب 127-شعاعی 116 ، 133 موسچنبروک ، پ.

## پاراگراف #850.4

English: R rack 67 rack cutter 113 radial backlash 576 radial composite deviation 584 radial composite discontinuity 584 radial composite runout 584 radial force 189 radial plain bearings − power loss 372 radial shaft seal 373 radial tooth to tooth composite deviation 584 radial-axial hobbing 627 radiation 380 radiation behaviour 421 radiation factor ı(f) 409, 412 − influence on sound 422, 450 radiation index L ı 409, 412 radius of curvature 87, 257 − smallest of the tooth root fillet 98 − special points on the line of action 257 radius of curvature of the tooth root fillet 98, 99 rainflow method 166 random parameter 246 range − eigentone 419 − main resonance 215, 217 − quasi-static 419 − subcritical 217 − supercritical 217 − transition 419 − uncritical 218 rapid heating 678

Persian: R Rack 67 Rack Cutter 113 Backlash Radial 576 Deviation Composite Radial 584 Composite Composite 584 Runout Composite شعاعی 584 نیروی شعاعی 189 یاطاقان دشت شعاعی 372 FOR SEAL SEALS RADIAL TOTES TOTES DEVITION COMPOSITE 584 RADIATION RICIATION 384 RILIATION RICIATION 627 HOBBING RICIATION 627 HOBBING RICIATION 627 HOBBING RICIATION 627 HOBBING RICIATION 627 HOBBING RICIATION 627 409 ، 412-تأثیر بر صدا 422 ، 450 شاخص پرتودرمانی L ı 409 ، 412 شعاع منحنی 87 ، 257-کوچکترین فیله ریشه دندان 98-نقاط ویژه در خط عمل 257 شعاع فیله ریشه دندان 98 ، 99 روش گلدان 166 روش 166 RANDOND PARAMETER 246 RANGENANCE 419 419 - زیر بحرانی 217 - Supercritical 217 - Transition 419 - uncritical 218 گرمایش سریع 678

### جملات:

EN: R rack 67 rack cutter 113 radial backlash 576 radial composite deviation 584 radial composite discontinuity 584 radial composite runout 584 radial force 189 radial plain bearings − power loss 372 radial shaft seal 373 radial tooth to tooth composite deviation 584 radial-axial hobbing 627 radiation 380 radiation behaviour 421 radiation factor ı(f) 409, 412 − influence on sound 422, 450 radiation index L ı 409, 412 radius of curvature 87, 257 − smallest of the tooth root fillet 98 − special points on the line of action 257 radius of curvature of the tooth root fillet 98, 99 rainflow method 166 random parameter 246 range − eigentone 419 − main resonance 215, 217 − quasi-static 419 − subcritical 217 − supercritical 217 − transition 419 − uncritical 218 rapid heating 678

FA: R Rack 67 Rack Cutter 113 Backlash Radial 576 Deviation Composite Radial 584 Composite Composite 584 Runout Composite شعاعی 584 نیروی شعاعی 189 یاطاقان دشت شعاعی 372 FOR SEAL SEALS RADIAL TOTES TOTES DEVITION COMPOSITE 584 RADIATION RICIATION 384 RILIATION RICIATION 627 HOBBING RICIATION 627 HOBBING RICIATION 627 HOBBING RICIATION 627 HOBBING RICIATION 627 HOBBING RICIATION 627 409 ، 412-تأثیر بر صدا 422 ، 450 شاخص پرتودرمانی L ı 409 ، 412 شعاع منحنی 87 ، 257-کوچکترین فیله ریشه دندان 98-نقاط ویژه در خط عمل 257 شعاع فیله ریشه دندان 98 ، 99 روش گلدان 166 روش 166 RANDOND PARAMETER 246 RANGENANCE 419 419 - زیر بحرانی 217 - Supercritical 217 - Transition 419 - uncritical 218 گرمایش سریع 678